



# **М И Р** **Физики и техники**

Г.-Й. БРАЙДЕРТ

## **Проектирование холодильных установок**

**Расчеты, параметры,  
примеры**

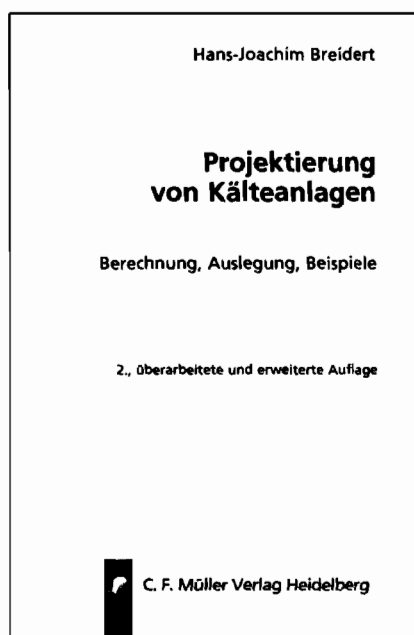
Перевод с немецкого  
Л.Н. Казанцевой

ТЕРМОКУЛ  
ТЕХНОСФЕРА  
Москва  
2006

**Брайдерт Г.-Й.**  
**Проектирование холодильных установок**  
**Расчеты, параметры, примеры**  
**Москва:**  
**Техносфера, 2006. — 336с. ISBN 5-94836-089-X**

В книге содержатся наиболее типичные примеры расчетов, осуществляемых в ходе проектирования холодильных установок. Предлагается краткий экскурс в область термодинамических циклов с описанием важнейших элементов холодильных установок, рассматриваемых автономно и независимо друг от друга. Приводимые здесь расчеты, параметры и исполнения максимально приближены к практическим условиям.

Настоящее издание призвано стать учебным пособием для студентов специальных вузов и справочником для инженеров — проектировщиков холодильных установок.



© 2003 by C.F. Müller Verlag, Hüthig GmbH & Co. KG, Heidelberg.  
All rights reserved.  
© 2006, ЗАО "РИЦ "Техносфера",  
перевод на русский язык, оригинал-макет.

**ISBN 5-94836-089-X**  
**ISBN 3-7880-7688-7 (нем.)**

## Содержание

Предисловие .....	8
<b>ЧАСТЬ I</b> .....	9
<b>Глава 1. Рабочий процесс производства холода</b> .....	11
1.1. Обратимый цикл Карно в $T,s$ -диаграмме .....	12
1.2. Теоретический цикл в $T,s$ -диаграмме .....	13
1.3. Действительный цикл в $T,s$ -диаграмме .....	14
1.4. Теоретический и действительный циклы в $lgP,h$ -диаграмме .....	15
1.5. Контрольные задания .....	16
<b>Глава 2. Основы проектирования холодильной установки</b> .....	19
2.1. Расчет расхода холода .....	19
2.1.1. Расчет составляющих внешней нагрузки .....	19
2.1.1.1. Расчет теплопритоков через ограждения камеры .....	19
2.1.1.2. Расчет теплопритока в результате воздухообмена .....	22
2.1.1.3. Расчет теплопритока при открывании дверей .....	22
2.1.2. Расчет внутренних теплопритоков .....	27
2.1.2.1. Эксплуатационные теплопритоки .....	27
2.1.2.2. Теплопритоки от продуктов при их холодильной обработке .....	28
2.1.3. Контрольные задания .....	33
2.2. Расчет и подбор воздухоохладителей .....	36
2.2.1. Расчет воздухоохладителей для холодильных камер .....	40
2.2.2. Контрольные задания .....	44
2.3. Выбор параметров холодильного компрессорного агрегата .....	46
2.3.1. Области применения и технические характеристики компрессоров .....	46
2.3.2. Технические характеристики выбранных компрессоров .....	50
2.3.3. Падение давления во всасывающей линии .....	51
2.3.4. Выбор конденсаторных агрегатов с воздушным охлаждением .....	52
2.3.5. Контрольные задания .....	55
2.4. Расчет конденсаторов с воздушным охлаждением .....	57
2.4.1. Практический пример .....	57
2.4.2. Выбор конденсаторов с осевым вентилятором .....	64
2.4.2.1. Выбор единого конденсатора для двух холодильных установок .....	73
2.4.3. Проектирование конденсатора с радиальным вентилятором .....	75
2.4.3.1. Практический пример .....	75
2.4.3.2. Выбор конденсатора с радиальным вентилятором .....	78
2.4.4. Контрольные задания .....	83
2.5. Расчет трубопроводов холодильной установки .....	84
2.5.1. Скорость движения хладагента и потеря давления в трубопроводах .....	86
2.5.2. Выбор параметров всасывающего трубопровода по табличным данным .....	91
2.5.3. Выбор параметров конденсаторного и жидкостного трубопроводов по табличным данным .....	104
2.5.4. Выбор параметров нагнетательного трубопровода по табличным данным .....	106



## Содержание

2.5.5. Расчет всасывающего трубопровода с использованием номограммы .....	107
2.5.6. Расчет конденсаторного и жидкостного трубопроводов с помощью номограммы .....	110
2.5.7. Расчет нагнетательного трубопровода с помощью номограммы .....	110
2.5.8. Выбор параметров секционированных трубопроводов на стороне всасывания и нагнетания .....	113
2.5.8.1. Расчет секционированного нагнетательного трубопровода .....	113
2.6. Выбор вспомогательных элементов холодильной установки .....	116
2.6.1. Расчет терморегулирующего вентиля .....	116
2.6.1.1. Контрольные задания .....	122
2.6.2. Электромагнитный клапан (MV) .....	126
2.6.2.1. Расчет электромагнитного клапана .....	128
2.6.2.2. Контрольные задания .....	135
2.6.3.осушитель для хладагента .....	139
2.6.3.1. Контрольные задания .....	140
<b>ЧАСТЬ II</b> .....	<b>143</b>
<b>Глава 3. Предварительная схема проектирования холодильной установки</b> .....	<b>145</b>
<b>Глава 4. Практические проекты холодильных установок</b> .....	<b>146</b>
4.1. Проект: холодильная камера «под ключ» .....	146
4.1.1. Исходная ситуация .....	146
4.1.2. Определение базовых данных, необходимых для проектирования холодильной установки .....	147
4.1.3. Расчет расхода холода .....	147
4.1.3.1. Теплоприток через ограждения камеры .....	147
4.1.3.2. Расход холода на освещение и вентиляцию .....	148
4.1.3.3. Воздухообмен при открытой двери холодильной камеры ....	149
4.1.3.4. Расход холода на охлаждение продукта .....	149
4.1.4. Калькуляция холодильной установки .....	150
4.1.5. Предложение .....	151
4.1.6. Контрольные задания .....	153
4.2. Проект: камера для охлаждения мяса .....	160
4.2.1. Исходная ситуация .....	160
4.2.2. Определение базовых данных, необходимых для проектирования холодильной установки .....	161
4.2.3. Расчет расхода холода .....	162
4.2.3.1. Дополнения и пояснения к расчетному формуляру BFS .....	162
4.2.4. Определение параметров трубопроводов для хладагентов по таблицам Брайденбаха .....	182
4.2.4.1. Всасывающий трубопровод .....	182
4.2.4.2. Жидкостный трубопровод .....	185
4.2.4.3. Нагнетательный и конденсаторный трубопроводы .....	187
4.2.4.4. Подборка длин трубопроводов и фитингов для выполнения калькуляции .....	187
4.2.4.5. Скорость движения инжектируемого газа .....	187
4.2.5. Выбор фильтра-осушителя для хладагента .....	188
4.2.6. Проектирование электромагнитного клапана, монтируемого в жидкостном трубопроводе .....	188
4.2.6.1. Расчет величины пропускной способности .....	196
4.2.6.2. Общая разность температур в жидкостном трубопроводе ....	197

4.2.7. Расчет терморегулирующих вентилей .....	198
4.2.8. Выбор смотрового стекла с индикатором влажности .....	203
4.2.9. Диаграмма определения толщины изоляционного покрытия Armaflex для всасывающего трубопровода .....	203
4.2.10. Вычисление объема заправки хладагента для холодильной установки .....	205
4.2.11. Предохранительный клапан .....	205
4.2.12. Время, необходимое для монтажа .....	206
4.2.13. Калькуляция холодильной установки .....	207
4.2.14. Предложение .....	210
4.2.15. Технологическая схема и электрическая схема соединений .....	213
4.2.16. Контрольные задания .....	219
4.3. Проект: низкотемпературный склад .....	226
4.3.1. Исходная ситуация .....	226
4.3.2. Определение базовых данных, необходимых для проектирования холодильной установки .....	228
4.3.3. Расчет расхода холода (с целесообразным округлением вычисленных значений) .....	228
4.3.3.1. Низкотемпературный склад .....	228
4.3.3.2. Помещение для подготовки холодильных контейнеров .....	231
4.3.3.3. Камера предварительного охлаждения контейнеров .....	232
4.3.4. Выбор испарителей .....	233
4.3.4.1. Испарители для низкотемпературного склада .....	233
4.3.4.2. Испарители для камеры предварительного охлаждения контейнеров .....	235
4.3.4.3. Испарители для камеры размещения и подготовки охлаждаемых контейнеров .....	236
4.3.4.4. Итоговые данные .....	236
4.3.5. Выбор одноступенчатого поршневого компаунд-компрессора .....	236
4.3.6. Выбор винтового компаунд-компрессора .....	236
4.3.7. Определение параметров трубопроводов для хладагента .....	242
4.3.7.1. Всасывающий трубопровод для R 507 .....	242
4.3.7.2. Жидкостный трубопровод .....	245
4.3.7.3. Нагнетательный трубопровод .....	247
4.3.7.4. Трубопровод конденсаторный .....	247
4.3.8. Теплоизоляция Armaflex для всасывающего и жидкостного трубопроводов .....	247
4.3.8.1. Таблица требуемых длин трубопроводов .....	247
4.3.9. Проектирование элементов системы управления и контроля .....	248
4.3.9.1. Терморегулирующие вентили фирмы Alco .....	248
4.3.9.2. Электромагнитные клапаны фирмы Alco при использовании жидкости .....	248
4.3.9.3. Электромагнитные клапаны фирмы Alco при использовании всасываемого газа .....	249
4.3.9.4. Электромагнитные клапаны фирмы Alco при использовании перегретого газа .....	249
4.3.9.5. Запорные шаровые клапаны фирмы Alco для каждого испарителя .....	249
4.3.9.6. Смотровые стекла с индикатором влажности фирмы Alco для каждого испарителя .....	249
4.3.9.7. Фильтры-осушители хладагента для каждого испарителя .....	250



4.3.9.8. Обратные клапаны для монтажа на конденсатном трубопроводе .....	250
4.3.9.9. Обзорная схема оснащения испарителей .....	250
4.3.10. Разделение холодильной установки на контуры регулирования процесса оттаивания и создание коммутационной схемы для электромагнитных клапанов в режиме размораживания и/или охлаждения .....	250
4.3.11. Планирование и выбор компонентов системы ADAP-Kool® фирмы Danfoss для электронного регулирования холодильной установки .....	251
4.3.11.1. Комбинированный регулятор для винтового компрессора .....	251
4.3.11.2. Контуры регулирования и регуляторы .....	252
4.3.11.3. Чувствительные элементы датчиков типа AKS 11 .....	253
4.3.11.4. Расширительный вентиль типа AKV с широтно-импульсной модуляцией .....	253
4.3.11.5. Дистанционная передача данных .....	257
4.3.12. Модулирующее регулирование давления для оттаивания с применением перегретого пара .....	257
4.3.12.1. Технологическая схема «регулирования давления по принципу сервоуправления» .....	258
4.3.12.2. Расчет регулирующего модуля с сервоуправлением фирмы Danfoss .....	258
4.3.13. Проектирование нагнетательного трубопровода оттаивания .....	261
4.3.14. Проектирование трубопроводов слива конденсата и продувки .....	263
4.3.15. Сводная таблица поперечных сечений всех требуемых труб и рукавов Termoflex .....	264
4.3.16. Проектирование отделителя жидкости во всасывающем трубопроводе машинного зала .....	264
4.3.17. Выбор конденсатора с воздушным охлаждением фирмы Güntner – с осевым вентилятором – для холодильной установки с винтовым компрессором .....	266
4.3.17.1. Определение производительности конденсатора .....	266
4.3.17.2. Выбор конденсатора .....	267
4.3.17.3. Монтажная схема соединений нагнетательного трубопровода и трубопровода конденсатора с относящейся к ним запорной арматурой .....	269
4.3.18. Объем заправки холодильного агента .....	269
4.3.19. Предупредительный сигнализатор состояния хладагента фирмы Beutler .....	270
4.3.20. Расчет вентиляции машинного зала .....	271
4.3.21. Аварийная вызывная установка .....	271
4.3.22. Электронная система регистрации температуры .....	271
4.3.23. Технологическая схема комбинированной низкотемпературной установки с винтовыми компрессорами, маслоохладителями воздушного охлаждения, экономайзером, переохлаждением жидкости, оттаиванием с использованием перегретого пара и регулированием давления при оттаивании .....	272
4.3.24. Предложение .....	272
4.3.25. Контрольные задания .....	281
4.4. Проект: холодильное оборудование для потребительского рынка .....	288
4.4.1. Исходная ситуация .....	288

4.4.2. Определение базовых данных, необходимых для проектирования холодильной установки .....	288
4.4.2.1. Местоположение .....	288
4.4.2.2. Вид и объем торгового холодильного оборудования для потребительского рынка .....	288
4.4.2.3. Вид и объем холодильных камер для потребительского рынка .....	292
4.4.2.4. Сводная таблица рабочих параметров для зон охлаждения и замораживания .....	293
4.4.3. Выбор низкотемпературной установки с переохлаждением жидкости .....	294
4.4.4. Выбор стандартной холодильной компаунд-установки .....	298
4.4.5. Расчет холодильных коэффициентов .....	298
4.4.6. Выбор конденсаторов с воздушным охлаждением .....	299
4.4.6.1. Выбор конденсатора для установки нормального охлаждения .....	299
4.4.6.2. Выбор конденсатора для низкотемпературной установки .....	299
4.4.7. Проектирование шумоглушителей для агрегатов .....	302
4.4.8. Выбор регулятора давления для испарителя в цехе подготовки мяса .....	303
4.4.9. Планирование и выбор элементов электронного регулирования установок в технологии 19" фирмы Wipac .....	305
4.4.9.1. Установка для охлаждения .....	305
4.4.9.1.1. Разделение объектов охлаждения на контуры регулирования .....	307
4.4.9.2. Низкотемпературная установка .....	309
4.4.9.3. Регистрация рабочих режимов и сообщений о неисправностях .....	309
4.4.10. Технологическая схема .....	310
4.4.11. Контрольные задания .....	310
<b>Глава 5. Нормативы для калькуляции проектов холодильной техники .....</b>	<b>312</b>
5.1. Методика определения цен .....	312
5.2. Определение торговой наценки .....	313
5.3. Нормативные показатели для монтажных работ .....	313
5.3.1. Конденсаторные агрегаты .....	313
5.3.2. Компрессоры с встроенным электродвигателем, агрегаты .....	314
5.3.3. Приборы и аппараты .....	314
5.3.4. Монтаж медных труб .....	315
5.3.5. Ввод в эксплуатацию .....	316
<b>Глава 6. Нормы и стандарты, относящиеся к холодильной технике .....</b>	<b>318</b>
<b>Приложения .....</b>	<b>328</b>

## Предисловие

Известно, что проектирование холодильных установок требует знания множества аспектов, относящихся к сферам термодинамики и психрометрии, равно как и механики, деталей машин, электротехники и систем управления, а также способов подготовки производственных процессов и методики проведения необходимых расчетов.

Как следует из названия данной книги, в ней содержатся наиболее типичные примеры расчетов, осуществляемых в ходе проектирования холодильных установок.

В соответствии с изложенной основной задачей представленный материал разделен на две части.

Первая часть предлагает краткий экскурс в область термодинамических циклов с описанием важнейших элементов холодильных установок, рассматриваемых автономно и независимо друг от друга. Приводимые здесь расчеты, параметры максимально приближены к практическим условиям.

Каждая глава этой части снабжена требуемым наглядным материалом (диаграммы, графики, таблицы) в сопровождении подробных пояснений и ссылок.

Вторая часть начинается с составления предварительной схемы общего проекта холодильной установки. Далее рассматривается ряд конкретных примеров, для каждого из которых также возможна индивидуальная интерпретация. Здесь предпочтение отдается форме подачи материала, в наибольшей степени позволяющей отобразить основные детали. Идентичный способ применен и в системе отбора возможных опций.

В завершение приводится полный перечень действующих на данный момент немецких норм и стандартов, относящихся к холодильной технике.

Настоящее издание предназначено для инженеров, занятых проектированием холодильных установок, а также для студентов вузов соответствующих специальностей.

*Ганс-Йоахим Брайдерт*

*Дублин, февраль 2003 г.*



# **ЧАСТЬ I**



# ГЛАВА 1

## РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ПРОИЗВОДСТВА ХОЛОДА

Холодильные установки, работающие на циркулирующих в замкнутом цикле хладагентах, забирают теплоту как от загруженных в них продуктов, так и от самих камер, постепенно охлаждая их. При этом холодильные агенты, непрерывно циркулируя в установке, изменяют свое агрегатное состояние: сначала испаряясь при отборе тепла из своего окружения, затем вновь конденсируясь вследствие отдачи поглощенной теплоты.

В состав холодильной установки входят: компрессоры, испарители, конденсаторы, регулирующие (дроссельные) вентили, а также вспомогательное оборудование: насосы для подачи хладагента, хладоносителя, соответствующие коммуникационные агрегаты (система трубопроводов, арматура), предохранительные устройства (см. рис. 1.1).

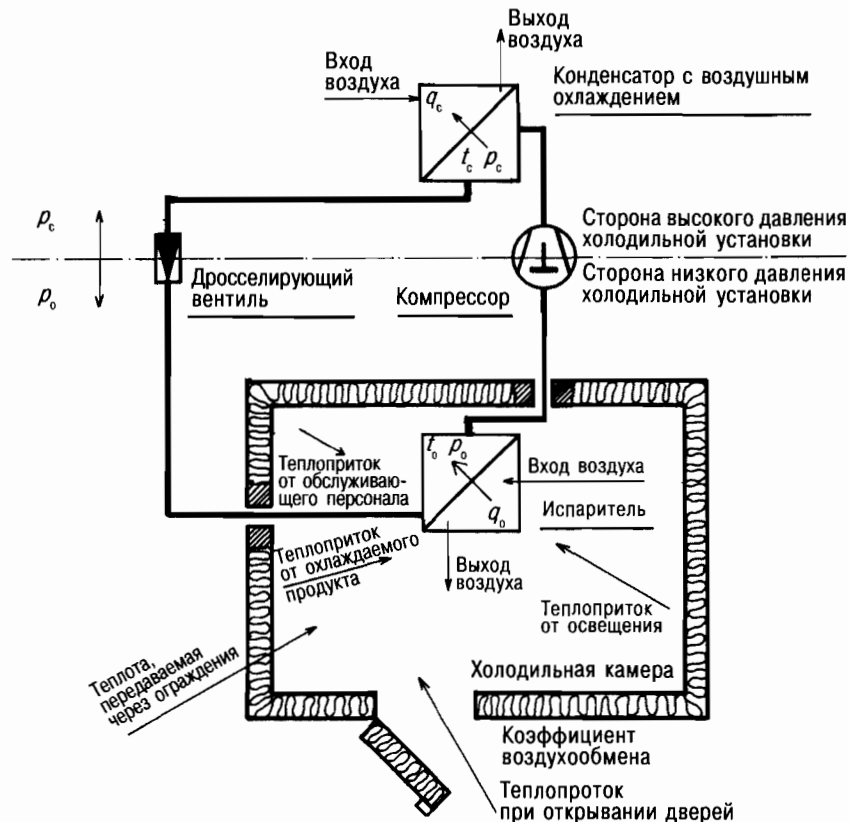


Рис. 1.1.

Выработка холода является в сущности процессом, обратным тому, что мы наблюдаем при работе теплового двигателя. Если там задача состоит в совершении как можно большей работы при использовании существующего перепада температур, то в холодильной установке требуется с минимальными затратами энергии поднять температуру до необходимого уровня.

### 1.1. Обратимый цикл Карно в $T,s$ -диаграмме

Для краткого описания интересующих нас зависимостей рассмотрим сначала обратимый (идеальный) цикл Карно в  $T,s$ -диаграмме «температура – энтропия» (рис. 1.2).

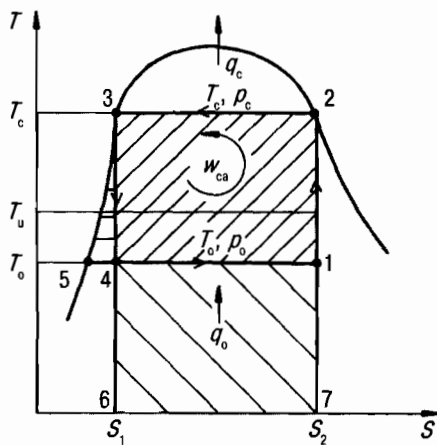


Рис. 1.2.

Количество теплоты  $q_o$  поглощается хладагентом при температуре испарения  $T_o$ , после чего он подвергается адиабатическому (изоэнтропному) сжатию компрессором с переходом из состояния 1 (влажный пар) в состояние 2. Сухой насыщенный пар (состояние 2 на правой пограничной кривой) полностью конденсируется в конденсаторе при температуре конденсации  $T_c$  с переходом от точки 2 к точке 3 при постоянном давлении  $P_c = \text{const}$ .

Затем в расширительном цилиндре происходит адиабатическое (изоэнтропное) расширение пара до достижения давления  $P_o$  и температуры кипения  $T_o$ .

Влажный пар из состояния 4 поглощает в испарителе теплоту и испаряется по изобаре до достижения состояния 1.

В пересчете на 1 кг циркулирующего хладагента имеем следующее:

- количество поглощенной теплоты  $- q_o = T_o \cdot (s_2 - s_1)$ ; площадь 1-4-6-7-1;
- количество отводимой теплоты  $- q_c = T_c \cdot (s_2 - s_1)$ ; площадь 2-3-6-7-2;
- требуемая работа цикла  $- w_{ca} = q_c - q_o = (T_c - T_o) \cdot (s_2 - s_1)$ ; площадь 1-2-3-4-1;
- работа расширения  $-$  площадь 3-5-4-3.

Для представленного выше цикла Карно получаем холодильный коэффициент  $\epsilon_{ca}$ :

$$\epsilon_{ca} = \frac{q_o}{w_{ca}} = \frac{T_o \cdot (s_2 - s_1)}{(T_c - T_o) \cdot (s_2 - s_1)} = \frac{T_o}{T_c - T_o}.$$

Таким образом, холодильный коэффициент цикла Карно зависит лишь от двух рабочих температур – температуры кипения и температуры конденсации и не зависит от физических и термодинамических характеристик хладагентов. Итак, минимальное количество работы ( $w_{ca}$ ) дает максимальный холодильный коэффициент  $\epsilon_{ca}$ .

Рисунок 1.2 также показывает, что совершаемая работа (площадь 1-2-3-4-1) будет тем меньше, чем выше температура кипения  $T_o$  и чем ниже температура конденсации  $T_c$ .

Здесь можно сделать общий вывод, что для достижения экономичной эксплуатации холодильная установка должна действовать с максимально высокой температурой испарения и с как можно более низкой температурой конденсации.

При этом температура кипения задается в зависимости от требуемой температуры холодильной камеры ( $t_i$ ), а температура конденсации определяется с учетом используемой охлаждающей среды (воды или воздуха).

## 1.2. Теоретический цикл в $T,s$ -диаграмме

Цикл Карно как идеальный обратимый цикл между двумя изотермами и двумя адиабатами, безусловно, способен обеспечить максимальный холодильный коэффициент ( $\epsilon_{ca}$ ). Однако такой процесс практически не реализуем, так как ни сжатие, ни расширение не протекает по изоэнтропе.

В целях отображения реальной фактической работы холодильной машины используют теоретический цикл (рис. 1.3). В таком цикле расширение с переходом от давления конденсации  $P_c$  к давлению испарения  $P_o$  осуществляется посредством дросселирующего клапана с заменой изоэнтропы на изоэнтальпу, поскольку этот процесс протекает при постоянной энтальпии,  $h_3 = h_4$ .

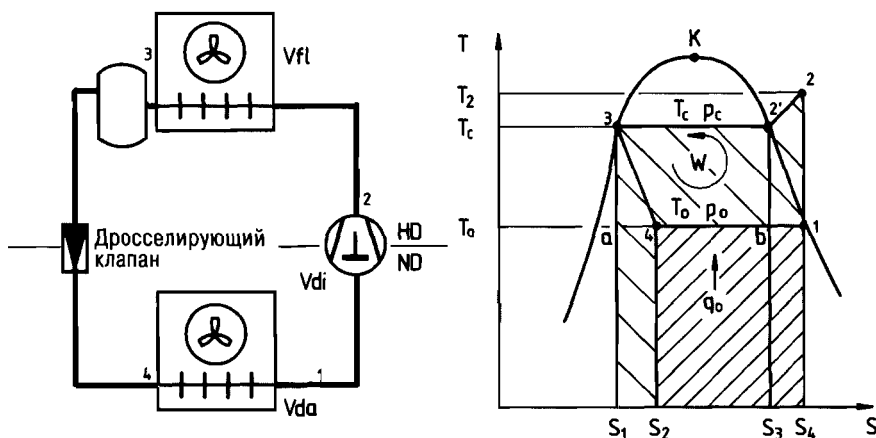


Рис. 1.3.

Компрессор засасывает сухой насыщенный пар в состоянии 1 (правая пограничная кривая, рис. 1.3) и адиабатически сжимает его до состояния 2. В зоне перегрева к состоянию 2 отнесена температура сжатия  $T_2$  на оси ординат.

В конденсаторе перегретый пар хладагента в состоянии 2 доводится до состояния 2' путем снятия перегрева по изобаре и полностью конденсируется (см. поле от правой пограничной кривой к точке 3 на левой пограничной кривой). Из состояния 3 жидкий хладагент с помощью дросселирующего вентиля переходит, расширяясь, в состояние 4 с  $h = \text{const}$ .

Удельная холодопроизводительность  $q_o$ , с одной стороны, из-за дросселирования понижается по сравнению с циклом Карно (а именно соответственно площади  $a-s_1-s_2-4-a$ ), с другой стороны, в силу всасывания компрессором сухого насыщенного пара увеличивается на площадь  $b-s_3-s_4-1-b$ .

В целом удельная холодопроизводительность теоретического цикла больше удельной холодопроизводительности цикла Карно, то есть  $q_o > q_{o,ca}$ .

Работа сжатия ( $w_{cs}$ ) характеризуется площадью 1-2-2'-3-a-s<sub>1</sub>-s<sub>2</sub>-4-1. При сравнении с циклом Карно здесь отмечается соответствующее увеличение площади, что указывает на дополнительно совершаемую работу.

Следовательно, холодильный коэффициент теоретического цикла ( $\epsilon_{is}$ ) с всасыванием сухого насыщенного пара, адиабатическим (изоэнтропным) сжатием пара и дросселированием жидкого хладагента также будет ниже холодильного коэффициента цикла Карно:

$$\epsilon_{is} = \frac{q_o}{w_{is}} \text{ и } \epsilon_{is} < \epsilon_{ca}.$$

Удельная теплота, отведенная в конденсаторе ( $q_c$ ), определяется на диаграмме площадью 2-2'-3-a-s<sub>1</sub>-s<sub>4</sub>-2 (рис. 1.3).

### 1.3. Действительный цикл в T,s-диаграмме

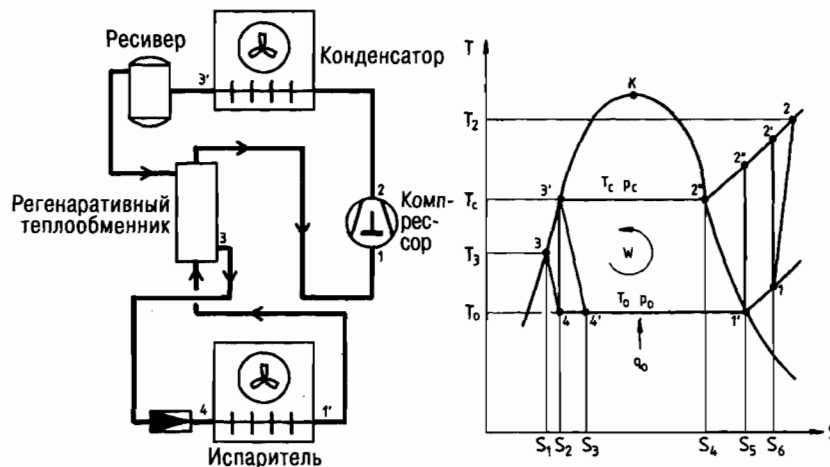


Рис. 1.4.

В данном цикле (рис. 1.4) компрессор засасывает перегретый пар в состоянии 1 и политропно сжимает его до состояния 2. К данному состоянию отнесена температура в конце сжатия  $T_2$  на ординате. В зоне снятия перегрева в конденсаторе хладагент в виде перегретого пара сначала охлаждается по изобаре (процесс 2 - 2') до температуры в конце сжатия, далее в точке 2'' до температуры в конце сжатия сухого насыщенного пара с переходом к точке 2''' на правой пограничной кривой.

От точки 2''' сухой насыщенный пар попадает в зону конденсации в конденсаторе и при  $P_c$  и  $t_c = \text{const}$  до точки 3' на левой пограничной кривой, где полностью конденсируется.

Как видно из технологической схемы, вновь превращенный в жидкость хладагент протекает затем через регенеративный теплообменник, где проходящий поток жидкости переохлаждается под действием обратного потока всасываемого газа (процесс 3' - 3). Это приводит к росту удельной холодопроизводительности  $q_o$  на размер площади 4'-4-s<sub>2</sub>-s<sub>3</sub>-4'. Но при этом одновременно происходит перегрев всасываемого газа, так что температура на входе в компрессор перемещается с 1' к 1 в перегретую зону.

При изменении состояния с 3' на 3 при  $P_c = \text{const}$  и с 1' на 1 при  $P_o = \text{const}$  имеют место одинаковые разности энтальпий.

Увеличение площади  $w_i$  как показателя совершенной работы объясняется наличием потерь в процессах сжатия и дросселирования (и тот и другой вызывают необратимые изменения состояния). Улучшение холодильного коэффициента ( $\epsilon_{is}$ ) может быть достигнуто за счет переохлаждения жидкого хладагента.

При сравнении действительного цикла с теоретическим, а также с идеальным циклом Карно получаем следующие холодильные коэффициенты:

**Холодильные коэффициенты**

**Характеристика цикла**

$$\epsilon_{ca} = \frac{T_o}{T_c - T_o} = \epsilon_{max}$$

цикл Карно без потерь; не зависит от хладагента, определяется только значениями  $T_o$  и  $T_c$ ;

$$\epsilon_{is} = \frac{q_o}{w_{is}}$$

теоретический цикл с потерями, обусловленными дросселированием, изоэнтропное сжатие сухого насыщенного пара;

$$\epsilon_{is} = \frac{q_o}{w_i}$$

действительный цикл с потерями, обусловленными дросселированием, политропное сжатие перегретого пара, переохлаждение жидкого хладагента.

#### 1.4. Теоретический и действительный циклы в $lgP, h$ -диаграмме

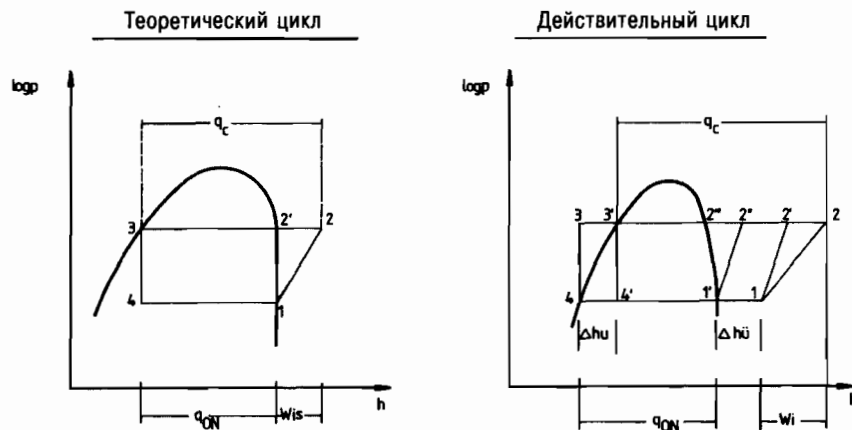


Рис. 1.5.

В диаграмме  $T, s$  (температура-энтропия) количество подводимой и, соответственно, отводимой теплоты определяется с помощью площадей, расположенных под линиями процессов.

Однако в практических расчетах предпочтение отдается  $lgP, h$ -диаграмме, позволяющей количество подводимой и отводимой теплоты определять отрезками на оси энтальпии ( $h$ ). На рис. 1.5 представлены в диаграмме  $lgP, h$  рассматриваемые циклы, где значение удельной холодопроизводительности  $q_{ON} = h_{1'} - h_4$ , а работа цикла  $w_i = i_1 - i_2$ .

### 1.5. Контрольные задания

1. Построить описанный ниже цикл в  $lgP, h$ -диаграмме (рис. 1.6).

Дано:

холодильный агент R 507; холодопроизводительность 10 кВт; температура испарения  $t_0 = -30^\circ\text{C}$ ; температура конденсации  $t_c = +40^\circ\text{C}$ ; перегрев на стороне испарителя  $10^\circ\text{C}$ , то есть  $t_1 = -20^\circ\text{C}$ ; температура во всасывающей трубке  $t_1 = -10^\circ\text{C}$ ; температура переохлажденной жидкости  $t_3 = +38^\circ\text{C}$ ; сжатие – политропное.

2. Определить отношение давлений конденсации и кипения холодильного агрегата  $P_c/P_0$ .

3. Пользуясь прилагаемой таблицей, вычислить показатель политропы ( $n$ ) сжатия в компрессоре.

Таблица 1.1. Показатель политропы  $n$

Хладагент	$P_c/P_0$									
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
R 134a	1,216	1,191	1,177	1,172	1,166	1,163	1,160	1,157	1,155	
R 407C/R 507	1,325	1,258	1,240	1,234	1,232	1,230	1,228	1,226	1,225	

Примечание: промежуточные значения  $n$  определяются интерполированием.

4. Вычислить температуру в конце сжатия ( $T_2$ ):

$$T_2 = T_c \cdot \left( \frac{P_c}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \text{ К.}$$

Температура на входе в компрессор  $T_1 = 273,15 + t_0 + 10$ , К.

5. Построить политропу в сжатой  $lgP, h$ -диаграмме (рис. 1.6) и определить соответствующие значения энтальпии.

6. Для достижения заданной холодопроизводительности необходимо определить массу циркулирующего хладагента, измеряемую в кг/с или в кг/ч и вычисляемую по формуле:

$$m_R = \frac{Q_0}{q_{ON}}, \quad q_{ON} = h_1 - h_4, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

7. Определить холодильные коэффициенты цикла Карно ( $\epsilon_{ca}$ ) и действительного цикла ( $\epsilon_r$ ).

#### Варианты решений

К п. 1. см. рис. 1.6.

К п. 2.  $t_c = +40^\circ\text{C}; P_c = 18,61$  бар;  
 $t_0 = -30^\circ\text{C}; P_0 = 2,11$  бар;  
 $\frac{P_c}{P_0} = \frac{18,61}{2,11} = 8,82.$

К п. 3.  $n = 1,22,76.$



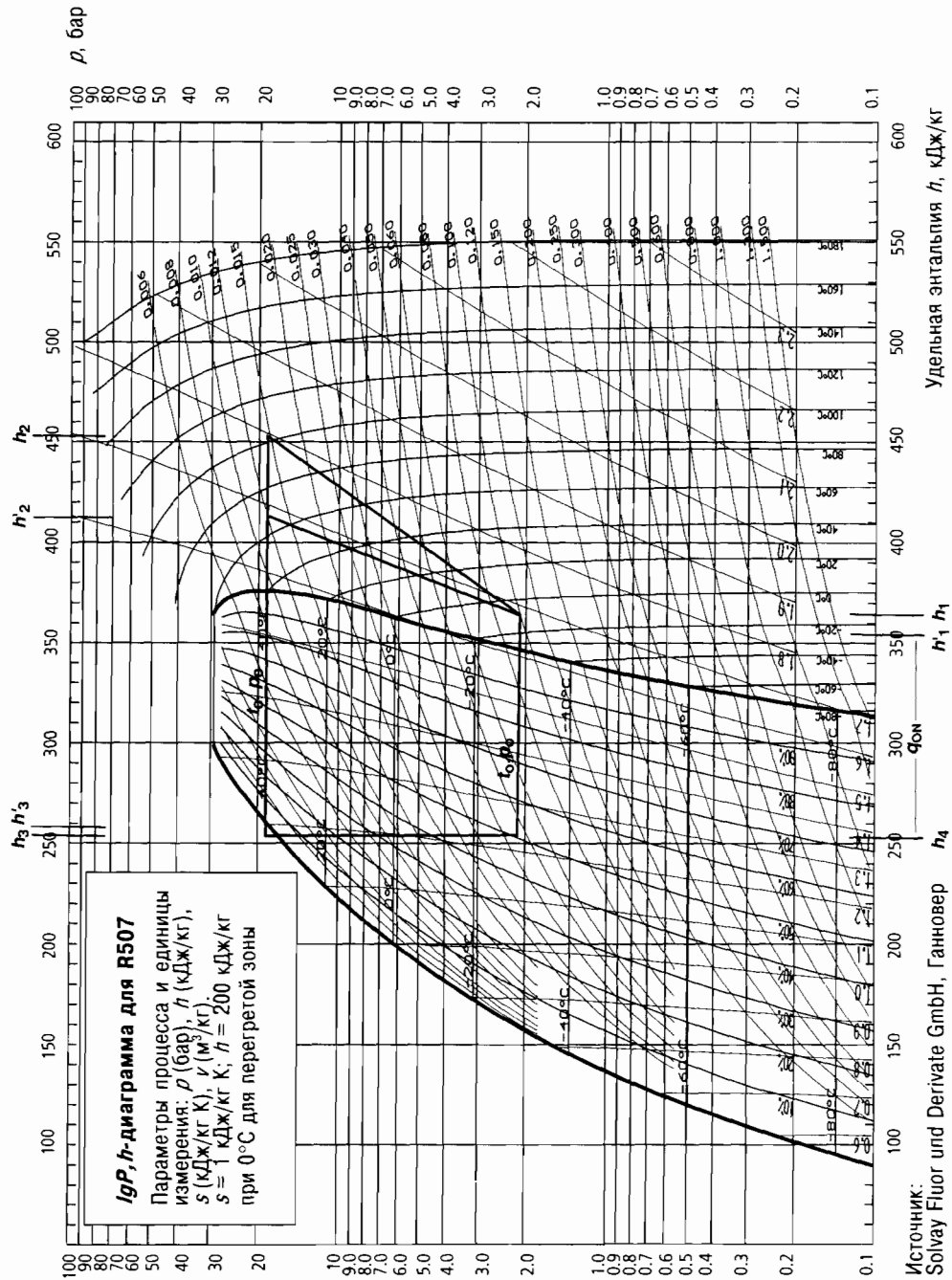


Рис. 1.6. lgP, h-диаграмма для R507, составленная профессором Р. Дёрингом

К п. 4.  $T_2 = T_c \cdot \left(\frac{P_c}{P_o}\right)^{\frac{n-1}{n}}$  с  $T_s = 273,15 + (+10) - 30, \text{ К};$

$$T_2 = 253,15 \cdot \left(\frac{18,61}{2,11}\right)^{\frac{1,2276-1}{1,2276}} = 379,02 \text{ К.}$$

$$t_2 = 105,87^\circ\text{С.}$$

$$h_2 = 455 \text{ кДж/кг.}$$

К п. 5. см.  $\lg P, h$ -диаграмму на рис. 1.6.

К п. 6.  $m_R = \frac{Q_o}{q_{ON}}, \text{ кг/с.}$

Удельная холодопроизводительность:  $q_{ON} = h'_1 - h_4.$   
 $q_{ON} = 354,60 - 255,14 = 99,46 \text{ кДж/кг.}$

К п. 7.  $\epsilon_{ca} = \frac{T_o}{T_c - T_o} = \frac{243,15 \text{ К}}{313,15 \text{ К} - 243,15 \text{ К}} = 3,47.$

$$\epsilon_i = \frac{q_{ON}}{w_i} = \frac{99,46}{92} = 1,08.$$

$$w_i = h_2 - h_1.$$

$$w_i = 455 - 363 = 92 \text{ кДж/кг.}$$

## ГЛАВА 2

# ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

### 2.1. Расчет расхода холода

Прежде чем приступить к выбору конструктивных параметров оборудования проектируемой холодильной установки, требуется произвести определенные расчеты.

При положительном результате анализа запроса клиента перед составлением соответствующего предложения надо выполнить следующее:

- 1) уточнить во всех деталях поставленную задачу;
- 2) конкретизировать требования к исполнению проектируемой установки;
- 3) разработать предварительную концепцию оптимального решения.

Изучив весь объем данных, необходимых в рамках предстоящего проекта, переходим к расчету расхода холода, используя для этой цели все возможные способы – аналитический, табличную форму, имеющиеся диаграммы и номограммы.

При расчете расхода холода вычисляются вначале отдельные частные нагрузки как составляющие полной нагрузки, дающие в сумме общую потребность в холоде.

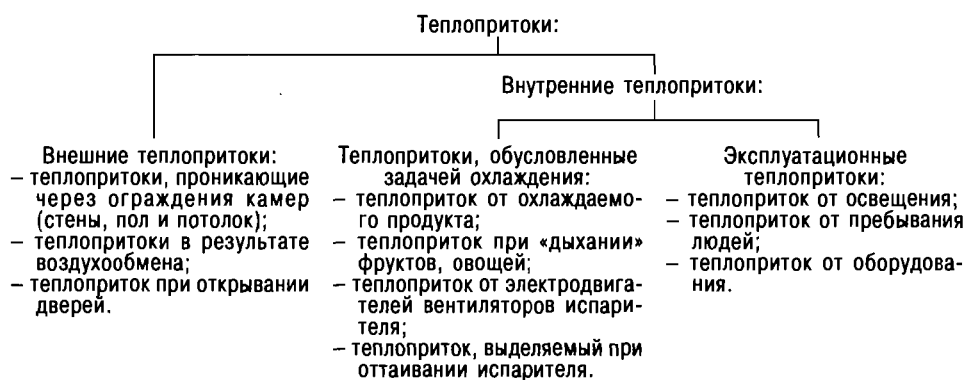


Рис. 2.1. Тепловитоки от различных источников

#### 2.1.1. Расчет составляющих внешней нагрузки

##### 2.1.1.1. Расчет тепловиток через ограждения камеры

Ограждающие конструкции холодильной камеры рассчитываются каждая отдельно и последовательно друг за другом.

Особое внимание при этом следует уделять положению стен, их конструктивному исполнению и соответствующей разности температур, а также относящимся сюда коэффициентам теплопередачи ( $k$ ).

Далее рассчитываются теплопритоки от пола и потолка.

В заключение суммируются полученные результаты.

Для расчета теплопритоков предлагается следующее уравнение:

$$Q_E = F \cdot k \cdot \Delta T, \text{ (м}^2 \cdot \text{Вт} \cdot \text{К)} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) = \text{Вт},$$

где  $F$  – площадь поверхности ограждения,  $\text{м}^2$ ;

$\Delta T$  – разность температур снаружи ограждения и внутри камеры,  $\text{К}$ ;

$k$  – коэффициент теплопередачи ограждения,  $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$ .

**Пример:**

Требуется вычислить поток проникающей в холодильную камеру теплоты, если температура камеры  $t_r = 0^\circ\text{C}$ .

Допустим, данная холодильная камера сконструирована из не имеющих тепловых мостов ячеистых элементов типа «сэндвич», самонесущих, из жесткого пенополиуретана толщиной 100 мм.

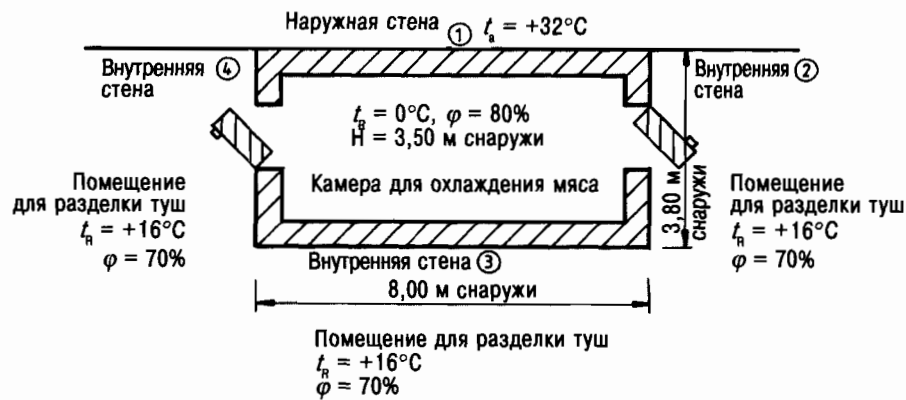


Рис. 2.2. Камера для охлаждения мяса

Соединение элементов осуществляется по системе «в шпунт и гребень» с использованием защищенной от коррозии эксцентриковой винтовой стяжки.

**Технические характеристики:**

Толщина стен (мм)	100
Теплоизоляция	жесткий пенополиуретан
Плотность пены ( $\text{кг}/\text{м}^3$ )	40
Теплопроводность ( $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$ )	$< 0,02$
Коэффициент теплопередачи ( $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$ )	0,19
Рекомендуемая разность температур $\Delta T$ (К)	до 45

При известном из технической документации изготовителя значении коэффициента теплопередачи для элементов стен и потолка ( $k = 0,19 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$ ) отпадает необходимость в вычислении этого параметра по формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_n}}, \text{ (Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $\alpha_n$  – коэффициент теплоотдачи с наружной стороны ограждения,  $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$ ;

$\alpha_p$  – коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны ограждения,  $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$ ;

$\delta_n$  – толщина отдельных слоев конструкции, м;

$\lambda_n$  – коэффициент теплопроводности материалов конструкции ограждения,  $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$ .



Рис. 2.3. Структура элементов стен и потолка

Стена 1:

Холодильная секция изнутри прилегает к имеющейся сплошной стене здания, поэтому учитывается только коэффициент теплопроводности ячеистого элемента.

При расчете холодильной нагрузки автор использовал для определения общей площади известные внутренние размеры.

$$Q_{E^*} \text{ стена 1} = (7,8 \times 3,4) \times 0,19 \times 32 = 161,24 \text{ Вт};$$

$$Q_{E^*} \text{ стена 2} = (3,6 \times 3,4) \times 0,19 \times 16 = 37,21 \text{ Вт};$$

$$Q_{E^*} \text{ стена 3} = (7,8 \times 3,4) \times 0,19 \times 16 = 80,62 \text{ Вт};$$

$$Q_{E^*} \text{ стена 4} = (3,6 \times 3,4) \times 0,19 \times 16 = 37,21 \text{ Вт};$$

$$Q_{E^*} \text{ потолок} = (7,8 \times 3,6) \times 0,19 \times 16 = 85,36 \text{ Вт}.$$

Таблица 2.1. Конструкция пола (в направлении снаружи → внутрь)

	$\delta$ , м	$\lambda$ , Вт/м К	$\delta/\lambda$ , м <sup>2</sup> /Вт
Бетонная подготовка	0,15	1,279	0,1173
Слой битума	0,015	0,16	0,0938
Звукоизоляция (стиродур)	0,10	0,030	3,333
Верхний слой бетона	0,10	1,279	0,0782
Бесшовное покрытие	0,05	1,924	0,026
Облицовочная плитка	0,015	1,05	0,0143
			$\Sigma = 3,6626$

$\alpha_n = 19 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  для внутренних стен холодильной камеры; значение  $\alpha_n$  не учитывается (пол непосредственно прилегает к грунту).

Термическое сопротивление (равное обратной величине коэффициента теплопередачи) для пола составляет:

$$\frac{1}{k} = 3,7152 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

Коэффициент теплопередачи для пола  $k = 0,2692 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ .

$$Q_{E \text{ пола}} = (7,8 \times 3,6) \times 0,2692 \times 15 = 113,39 \text{ Вт.}$$

$$t_{\text{грунта}} = +15^\circ\text{C.}$$

$$Q_{E \text{ общ}} = Q_{E \text{ стены 1}} + Q_{E \text{ стены 2}} + Q_{E \text{ стены 3}} + Q_{E \text{ стены 4}} + Q_{E \text{ потолка}} + Q_{E \text{ пола}}, \text{ Вт.}$$

$$Q_{E \text{ общ}} = 161,24 + 37,21 + 80,62 + 37,21 + 85,36 + 113,39 = 515,03 \text{ Вт.}$$

Таким образом, полный теплоприток в холодильную камеру составит:

$$Q_{E \text{ общ}} = 515,03 \text{ Вт.}$$

### 2.1.1.2. Расчет теплопритока в результате воздухообмена

Рассматриваемый в качестве частичной нагрузки воздухообмен в холодильной камере необходимо учитывать в тех случаях, когда температура поступающего в камеру воздуха превышает температуру самой камеры, то есть осуществляется вентиляция помещения.

Рассчитывается коэффициент воздухообмена из расчета на 1 сутки:

$$n = \frac{70}{\sqrt{V_R}}, \text{ за 1 сутки,}$$

где  $V_R$  – объем вентилируемого помещения,  $\text{м}^3$ .

Для данного примера имеем:

$$V_R = 7,8 \times 3,6 \times 3,4 = 95,47 \text{ м}^3.$$

$$\sqrt{V_R} = 9,711.$$

$$n = \frac{70}{9,771} = 7,16 \text{ за 1 сутки.}$$

Теплоприток от вентиляции ( $Q_L$ ) рассчитывается с использованием следующих уравнений:

$$Q_L = m_L \cdot \Delta h \text{ в кДж/с} = \text{кВт,}$$

или:

$$Q_L = \frac{V_R \cdot n \cdot \rho_{L1} \cdot \Delta h}{24 \cdot 3600 \text{ с/день}} \text{ кВт,}$$

где  $m_L$  – расход вентилируемого воздуха,  $\text{кг/с}$ ;

$\Delta h$  – разность энтальпий наружного и воздуха внутри камеры,  $\text{кДж/кг}$ ;

$\rho_{L1}$  – плотность воздуха в холодильной камере,  $\text{кг/м}^3$ .

При температуре  $0^\circ\text{C}$  и нормальном атмосферном давлении  $\rho_{L1} = 1,293 \text{ кг/м}^3$ .

Для определения  $\Delta h$  используется диаграмма влажного воздуха,  $h, x$  (рис. 2.4):

$$\Delta h = h_{L,a} - h_{L,i}, \text{ кДж/кг;}$$

$$\Delta h = 36 - 7,5 = 28,5 \text{ кДж/кг.}$$

Для приведенного примера величина теплопритока от вентиляции камеры равна:

$$Q_L = \frac{95,47 \cdot 7,16 \cdot 1,2930 \cdot 28,5}{86400} = 0,2915 \text{ кВт} = 291,50 \text{ Вт.}$$

### 2.1.1.3. Расчет теплопритока при открывании дверей

Для холодильных камер небольшой площади достаточно вычисления части холодильной нагрузки, связанной с воздухообменом; для больших холодильников с множеством дверей рекомендуется выполнить дополнительный расчет возможных при этом теплопритоков.

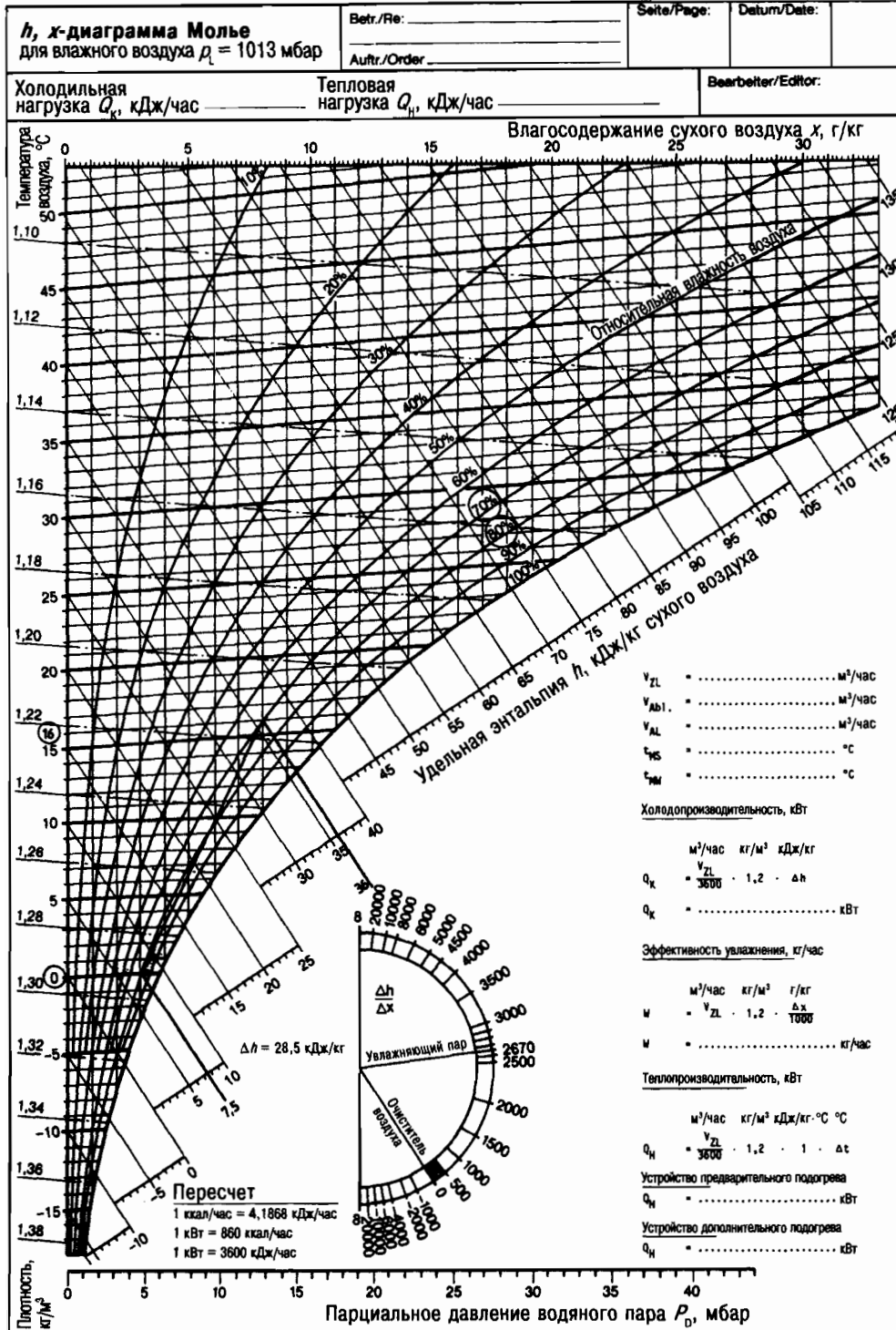


Рис. 2.4. h,x-диаграмма Молье (источник: Техника кондиционирования фирмы Вайс)

Такой расчет производится по расширенной формуле Тамма:

$$Q_{\text{двери}} = [8,0 + (0,067 \cdot \Delta T_{\text{двери}})] \cdot \tau_{\text{двери}} \cdot \rho_{L,i} \cdot V_{\text{двери}} \cdot H_{\text{двери}} \times \\ \times \sqrt{H_{\text{двери}} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{L,a}}{\rho_{L,i}}\right)} \cdot (h_{L,a} - h_{L,i}) \cdot \eta_{LS}, \text{ Вт},$$

где  $\Delta T_{\text{двери}} = T_a - T_i$ ;

$\tau_{\text{двери}}$  – время открытия двери из расчета на тонну грузооборота, мин/т;

$V_{\text{двери}}$  – ширина двери, м;

$H_{\text{двери}}$  – высота двери, м;

$\rho_{L,a}$  – плотность воздуха в камере, кг/м<sup>3</sup>;

$h_{L,a}$  – энтальпия воздуха снаружи камеры, кДж/кг;

$h_{L,i}$  – энтальпия воздуха внутри камеры, кДж/кг;

$\eta_{LS}$  – КПД воздушной завесы; для помещений без воздушной завесы  $\eta_{LS} = 1$ ;

для помещений с воздушной завесой  $\eta_{LS} = 0,25$ .

В рассматриваемом примере показана холодильная камера с двумя дверями, которые при этом остаются открытыми одинаково долго. Приведенный расчет относится лишь к одной из них.

Таблица 2.2. Грузовая емкость холодильной камеры (масса  $m_B$  продуктов в кг на м<sup>3</sup> камеры)

Охлаждаемый продукт	$m_B$ , кг/м <sup>3</sup>	Вид упаковки	Охлаждаемый продукт	$m_B$ , кг/м <sup>3</sup>	Вид упаковки
Яблоки	350	ящики	Торты и пирожные с кремом	70	складные короба
Апельсины	400	ящики			
Бананы	250	связки	Морковь, нарезанная кубиками	420	экспресс-упаковка
	300	картонные короба			
Пиво	600	бочки	Миндаль, очищенный	500	мешки
	650	ящики	То же, неочищенный	350	мешки
			Мука	700	мешки
Фасоль	600	мешки	Молоко	800	ящики
	700	без тары	Устрицы	400	корзины
Хлеб	250	без тары	Масло растительное	650	бочки
Масло сливочное	650	кадки	Перец	400	мешки
			Сливы сушеные	600	ящики
	1000	картонные короба		800	без тары
Кишки	500	бочки	Рис	700	мешки
Яйца	350	ящики	Изюм	600	ящики
Яичный желток	600	кадки	Свекла	600	без тары
Яичный желток, заморозенный	1000	консервные банки	Ром	550	бочки
			Топленый свиной жир	550	чаны
Горох	700	мешки	Соевые бобы	800	мешки



Таблица 2.2. (окончание)

Охлаждаемый продукт	$m_v$ , кг/м <sup>3</sup>	Вид упаковки	Охлаждаемый продукт	$m_v$ , кг/м <sup>3</sup>	Вид упаковки	
Земляной орех, очищенный	400	мешки	Шпиг соленый	650	бочки	
			Сладкие фрукты	350	ящики	
Земляной орех, неочищенный	250	мешки ящики	Табак	350	бочки	
				250	тюки	
Жир	900	бочки	Жир животный	500	кадки	
Рыба, в тузлуке	350	бочки	Вино	400	бочки	
– сельдь	800	бочки		650	ящики	
– рыба, разделанная на клипфиск	600	ящики	Сахар	750	мешки	
– сардины	900	бочки				Лук
Мясо, замороженное			Свежемороженые продукты в мелкой упаковке			
– говядина	400	без тары		Яблочное пюре	670	экспресс-упаковка
– четвертины говяжьих туш	300	без тары			Ягоды	
– баранина	300	без тары				
– свинина	350	без тары				
Мясо, охлажденное			Сдоба, выпекаемая на листах	250	картонки в пленке	
– на подвесном пути	350	жестяные				
– соленое	650	банки				
– сушеное	650	тюки	Цветная капуста	330	экспресс-упаковка	
Зерно	650	без тары	Зеленая фасоль	370	упаковка	
			Сладкие блюда и десерты	155	картонки в пленке	
Мед	900	бочки	Зеленый горошек	440	экспресс-уп.	
Кофе, очищенный	500	мешки	Готовые блюда	175	формы с 3 отделениями	
Кофе, неочищенный	450	мешки				
Какао	450	мешки				325
Картофель	700	без тары	Огурцы, нарезанные кружками	500	экспресс-упаковка	
	400	мешки				
Сыр	500	ящики	Дрожжи прессованные	260	мешки	
Чечевица	600	мешки	Вишня, черешня	450	экспресс-уп.	
Кукуруза	700	мешки	Мелкоштучные	100	мешки	
Макаронные изделия	200	ящики	хлебобулочные изделия			
Солод	400	бочки	Капуста брюссельская	610	экспресс-уп.	
	650	мешки	Морковь с зеленым горошком	420	экспресс-упаковка	
Мандарины	450	ящики	Сливы половинками	510	экспресс-уп.	
Капуста	440	экспресс-упаковка	Шпинат	610	экспресс-уп.	
			Томаты, нарезанные кружками	500	экспресс-упаковка	

Таблица 2.3. Коэффициенты грузораспределения  $\eta_B$  с учетом имеющихся контрольных проходов, проездов, стенов и стеллажей

Способ хранения	$\eta_B$
Охлажденные продукты (долгосрочное хранение, на поддонах)	0,65...0,7
Охлажденные продукты (хранение в зависимости от ассортимента, на поддонах)	0,45...0,5
Свежемороженые продукты в мелкой расфасовке (долгосрочное хранение, на поддонах)	0,75...0,8
Свежемороженые продукты в мелкой расфасовке (хранение в зависимости от ассортимента, на поддонах)	0,6 ...0,6

На основе приведенных данных  $m_B$  для укладываемых на хранение охлажденных продуктов, а также коэффициентов  $\eta_B$  легко вычислить фактический вес всех продуктов, помещенных в холодильную камеру:

$$m = F_B \cdot H_{St} \cdot m_B \cdot \eta_B, \text{ кг},$$

где  $m$  – фактический вес охлаждаемых продуктов, кг;

$F_B$  – площадь холодильной камеры, м<sup>2</sup>;

$H_{St}$  – максимальная высота штабеля охлаждаемого продукта, м;

$m_B$  – грузовая емкость, кг/м<sup>3</sup>;

$\eta_B$  – коэффициент грузораспределения.

Таблица 2.4. Грузооборот в холодильной камере

Тип раздвижной двери	Вид продукта	$\tau$ двери, мин/тонну грузооборота
с ручным обслуживанием	замороженные туши	15
	продукты на поддонах	6
с механическим управлением	замороженные туши	1
	продукты на поддонах	0,8

Из табл. 2.4 видно, что на тонну грузооборота при механической двери ручного обслуживания и хранении продуктов на поддонах потребуется 0,8 минуты.

- $\Delta T_{двери} = 16 \text{ К}$ .
- $\tau_{двери} = 0,8 \text{ мин/тонну грузооборота}$ .
- $B_{двери} = 1,2 \text{ м}$ .
- $H_{двери} = 2,0 \text{ м}$ .
- $\rho_{L,a} = 1,2215 \text{ кг/м}^3$ .
- $\rho_{L,i} = 1,2930 \text{ кг/м}^3$ .
- $h_{L,a} = 36 \text{ кДж/кг}$ .
- $h_{L,i} = 7,5 \text{ кДж/кг}$ .
- $\eta_{LS} = 1,0$ .

Продолжительность открытия двери холодильной камеры (в минутах) дается в пересчете на тонну грузооборота.

Перед проектировщиками встает вопрос, сколько всего тонн охлаждаемого продукта можно разместить в холодильной камере? В табл. 2.2 представлен один из вариантов решения. С помощью этой таблицы следует определить соответствующую плотность загрузки конкретного продукта с учетом грузовой емкости камеры.

- Для охлажденных мясных туш, хранящихся на подвесном пути, устанавливается значение  $m_B = 350 \text{ кг/м}^3$ .

- Площадь холодильной камеры составляет  $F_B = 28,08 \text{ м}^2$ .
- «Высота штабеля» принимается равной  $H_{St} = 2,0 \text{ м}$ .
- Коэффициент грузораспределения  $\eta_B = 0,5$ .

Вычисляем общую массу продукта, вмещаемую камерой:

$$m = F_B \cdot H_{St} \cdot m_B \cdot \eta_B, \text{ кг.}$$

$$m = 28,08 \cdot 2,0 \cdot 350 \cdot 0,5 = 9\,828 \text{ кг.}$$

Таким образом, данная холодильная камера способна принять почти 10 тонн мяса. Для дальнейших расчетов приходится еще учитывать суточный грузооборот, что позволит избежать выбора избыточных параметров конструктивных элементов.

Ежедневная норма оборота продукта устанавливается с остаточными 25% от  $m_{\text{общ}}$ , то есть составляет:  $m = 2\,457 \text{ кг/сутки}$ .

С учетом вышеприведенных данных величина теплопритока составит:

$$Q_{\text{двери}} = [8,0 + (0,067 \cdot 16)] \cdot 0,082 \cdot 1,2930 \cdot 1,2 \cdot 2,0 \cdot \sqrt{2,0 \cdot \left(1 - \frac{1,2215}{1,2930}\right)} \cdot (36 \cdot 7,5) = 21,88 \text{ Вт.}$$

Вспомогательный расчет:

$$\tau_{\text{двери}} = \frac{0,8 \text{ мин} \cdot 2,457 \text{ т} \cdot \text{сутки}}{t \cdot 24 \text{ часа} \cdot \text{сутки}} = 0,082.$$

$$\rho_{L,a} = \frac{1,293}{1 + \frac{16}{273,15}} = 1,2215 \text{ кг/м}^3.$$

## 2.1.2. Расчет внутренних теплопритоков

### 2.1.2.1. Эксплуатационные теплопритоки

- *Теплоприток от освещения*

Для стандартных камер хранения охлажденных продуктов, оснащенных специальными холодостойкими светильниками для влажных помещений, с родом защиты IP68 (непроницаемыми для пыли и воды под напором), где предусмотрена вспомогательная освещенность от 60 до 100 люкс по ДИН 5035, проектировщик в своих расчетах может исходить из тепловой нагрузки порядка 6 Вт/м<sup>2</sup>.

Для приведенного выше примера получаем следующее:

$$Q_{\text{осв}} = 28,08 \text{ м}^2 \cdot 6 \text{ Вт/м}^2 = 168,48 \text{ Вт.}$$

Возможен расчет: в холодильной камере заказчиком предусмотрены 4 пластиковых светильника, мощностью каждый (вместе с предвключенным прибором) по 50 Вт.

Расчет теплового потока от освещения осуществляется по формуле:

$$Q_{\text{осв}} = \frac{i \cdot p \cdot \tau}{24 \text{ часа}}, \text{ Вт,}$$

где  $i$  – число светильников,  $i = 4$ ;

$p$  – мощность светильников вместе с предвключенным прибором,  $p = 50 \text{ Вт}$ ;

$\tau$  – продолжительность включения, как правило, 8 часов в сутки.

$$Q_{\text{осв}} = \frac{4 \cdot 50 \cdot 8}{24} = 66,66 \text{ Вт.}$$

Выбирается наибольшее значение.

- *Теплоприток от пребывания людей*

Из табл. 2.5 определяется значение, равное 270 Вт из расчета на 1 человека при температуре камеры  $t_R = 0^\circ\text{C}$ .

Расчет теплопритока производится по формуле:

$$Q_{\text{л}} = \frac{i \cdot q \cdot \tau}{24 \text{ часа}}, \text{ Вт},$$

где  $i$  – число лиц (в данном случае 3);

$q$  – удельный тепловой поток в зависимости от температуры холодильной камеры (270 Вт на человека);

$\tau$  – продолжительность пребывания людей в холодильной камере (обычно 8 часов в сутки).

Таблица 2.5. Теплоприток от пребывания людей

Температура камеры $t_{\text{р}}$ , °С	Теплоприток $q$ , Вт/1 чел.
20	180
15	200
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390
-25	420

Итак:  $Q_{\text{л}} = \frac{3 \cdot 270 \cdot 8}{24} = 270 \text{ Вт}.$

В расчетах необходимо учесть, что время ( $\tau$ ) освещения камеры и пребывания людей одинаково.

• *Теплоприток от оборудования*

В данном примере такой расчет не требуется; в других же случаях можно воспользоваться формулой, приведенной в пункте «Определение теплопритока от пребывания людей».

2.1.2.2. *Теплопритоки от продуктов при их холодильной обработке*

• *Теплоприток от охлаждаемого продукта*

По данным п.2.1.1.4 определяем ежедневно меняющуюся массу охлаждаемого продукта (в данном случае  $m = 2457$  кг/сутки для мяса).

Значение удельной теплоемкости мяса берем из соответствующих таблиц свойств охлаждаемых продуктов. В приведенном выше примере была задана температура камеры  $t_{\text{р}} = 0^{\circ}\text{С}$ ; с учетом этого для говядины удельная теплоемкость перед замораживанием  $c = 3,2$  кДж/кг · К.

Далее, мясо с температурой в толще  $+7^{\circ}\text{С}$  поступает на охлаждение.

Расчет теплопритока от мяса производится по формуле:

$$Q_{\text{А}} = \frac{m \cdot c \cdot \Delta T}{86400 \text{ с/сутки}}, \text{ кВт},$$

где  $m$ , кг/сутки;  $c$ , кДж/кг · К;  $\Delta T$ , К.

Получаем:  $\frac{\text{кг} \cdot \text{кДж} \cdot \text{К} \cdot \text{сутки}}{\text{сутки} \cdot \text{кг} \cdot \text{К} \cdot \text{с}}$ .

$$Q_A = \frac{2457 \cdot 3,2 \cdot 7}{24 \cdot 2600} = 0,637.$$

$$Q_A = 637 \text{ Вт.}$$

• *Теплоприток при «дыхании» овощей и фруктов*

Здесь такой расчет не требуется, поскольку в данном случае речь идет исключительно о мясных продуктах.

В заключение все полученные результаты расчета заносят в сводную таблицу теплопритоков (табл. 2.5).

Вычисленный полный теплоприток, равный 1 902,89 Вт, соотносят с выбранной продолжительностью работы холодильной установки (16 часов в сутки) и определяют расчетную производительность испарителя (воздухоохладителя).

$$Q_{o, \text{расч}} = \frac{1903,89 \cdot 24}{16} = 2855,84 \text{ Вт.}$$

• *Теплоприток от электродвигателя вентилятора*

На этой стадии проектирования известна лишь предварительная производительность воздухоохладителя  $Q_{o, \text{расч}}$ . Но, поскольку он еще не выбран, нам не ясны ни его тип, ни количество двигателей вентиляторов, ни потребляемая ими мощность, ни электрическая мощность, идущая на нагрев при оттаивании.

На практике в таком случае поступают следующим образом.

Производительность  $Q_{o, \text{расч}}$  увеличивают на 20% с учетом не известной пока производительности вентиляторов и мощности, идущей на нагрев при оттаивании, а после выбора параметров испарителя осуществляют перерасчет на основе новых данных с последующей проверкой результата.

$$Q_{o, \text{расч}} = 2856 \text{ Вт} + (0,2 \cdot 2856 \text{ Вт}) = 3427 \text{ Вт.}$$

*Пример:*

Программное обеспечение фирмы Кюба делает выбор в пользу следующего воздухоохладителя: потолочный (подвесной) воздухоохладитель типа DZBE 051 фирмы Кюба с техническими характеристиками:  $Q_o = 3,70 \text{ кВт}$  при  $t_{L1} = +2^\circ\text{C}$  и  $\Delta T_1 = 10 \text{ К}$  (рис. 2.5).

Рис. 2.5. Таблица параметров потолочного воздухоохладителя.

Потолочный воздухоохладитель Küba DZBE 051. Изделие № 2085.051

Холодопроизводительность $Q_o$ , кВт	Температура воздуха на входе $t_{L1}$ , °C	Температура кипения $t_o$ , °C	Разность температур $\Delta T$ , К	Температура всасывания $t_{\text{вс}}$ , °C	Хладагент	Число оборотов, $n$ (в мин)
3,70	2,0	-8,0	10,0	-1,5	R134a	1400
Технические характеристики						
Объемный расход воздуха: 2830 м³/час	Расчет оборудования на основе числа об. 1400 в мин		Эл. оттаивание: 230 В-1/400 В-3-Y			
Дальность обдува: 2 × 8,0 м	$Q_o$ ( $\Delta T_1 = 10,0 \text{ К}$ ): 3,70 кВт		Корпус: 2,46 кВт			
Площадь: 19,8 м²	$t_{\text{вс}}$ ( $\Delta T_1 = 10,0 \text{ К}$ ): -1,5°C		Ванна: 1,45 кВт			
Расстояние между ребрами: 7,0 мм	$t_o$ ( $\Delta T_1 = 10,0 \text{ К}$ ): -8,0°C		Всего: 3,91 кВт			
Емкость трубы: 5,4 л						

Рис. 2.5. Таблица параметров потолочного воздухоохладителя.  
Потолочный воздухоохладитель Küba DZBE 051. Изделие № 2085.051  
(окончание)

Вентилятор(ы)		
1 шт.: 230/400±10% В –3–50/60 Гц; IP44 Диаметр лопасти: 400 мм Температурный диапазон: –40 до +45°C Звуковая мощность: 74 дБ (А) $L_{pA}$ на расстоянии 10 м: 43 дБ(А)	<b>Рабочие характеристики вентилятора:</b> Режим работы: 50 Гц Число оборотов: 1415 в мин Производительность: 235 Вт Потребление тока: 0,55 А	<b>Данные двигателя на фирменной табличке вентилятора:</b> Режим работы: 50 Гц Число оборотов: 1400 в мин Мощность: 300 Вт Потребление тока: 0,58 А
Звуковое давление $L_{pA}$ относится к варианту монтажа под открытым небом (согласно ДИН 45635)		
Размеры и масса	Материалы	
Присоединение на входе: 15* мм Присоединение на выходе: 22 мм	Вес нетто: 70,8 кг Вес брутто: 93,0 кг	Трубы: медь Пластины: алюминий Корпус: Al; RAL 9018
* многократный впрыск через распределитель Küba-CAL		Версия: 2002.031
H = 310 мм B = 1025 мм T = 1280 мм L = 1300 мм F = 173 мм A = 345 мм W = – Hv = 450 мм E1 = 680 мм		

Воздухоохладитель комплектуется одним двигателем вентилятора мощностью 235 Вт. Электронагреватель для оттаивания обладает мощностью 3,91 кВт. Расчет тепловыделения от электродвигателя вентилятора испарителя осуществляется по формуле:

$$Q_v = (i \cdot p \cdot \tau_{\text{вент}}) : \tau_{\text{уст}} \text{ (Вт)},$$

где  $i$  – количество вентиляторов;

$p$  – производительность вентилятора, Вт;

$\tau_{\text{вент}}$  – продолжительность работы вентилятора, часов/сутки;

$\tau_{\text{уст}}$  – продолжительность работы установки, часов/сутки.

Итак,

$$Q_v = \frac{1 \cdot 235 \cdot 16}{16} = 235 \text{ Вт.}$$

Таблица 2.6. Расчетный формуляр BFS для холодильных камер

Заказчик			
Дата:			
	Единица измерения	Итоговая графа	
1. Вид холодильных камер/для охлаждения мяса/положение:	ЕС		
2. Теплоизоляция/полиуретан/толщина/теплопроводность	см Вт/м² К	10	0,19

Таблица 2.6. (продолжение)

		Единица измерения	Итоговая графа		
3. Внутренние размеры теплоизоляции и штукатурки или облицовочной плитки, длина × ширина × высота		м	7,8 × 3,6 × 3,4		
4. Наружные размеры, длина × ширина × высота		м	8,0 × 3,8 × 3,4		
5. Объем камеры		м <sup>3</sup>	95,47		
6. Параметры воздуха снаружи камеры	$t_a$ $\phi_a$	°С    %	+16	70	
7. Параметры воздуха внутри камеры	$t_i$ $\phi_i$	°С    %	±0	80	
8. Вид охлаждаемого продукта		—	говядина		
9. Суточный грузооборот		кг / сутки	2 457		
10. Начальная температура продукта при загрузке		°С	+7		
11. Общая масса продукта в холодильной камере		кг	9 828		
12. Пребывание обслуживающего персонала (человек в сутки)	Продолжительность пребывания	часов/сутки	3	8	
13. Освещение	Продолжительность включения	Вт часов/сутки	168,48		
14. Прочие тепловые потоки	Длительность действия	Вт часов/сутки	—	—	
15. Теплоприток через стену 1		Вт	→	161,24	
16. Теплоприток через стену 2		Вт	→	37,21	
17. Теплоприток через стену 3		Вт	→	80,62	
18. Теплоприток через стену 4		Вт	→	37,21	
19. Теплоприток через дверь, $Q_E$		Вт	→	21,88	
20. Теплоприток через потолок, $Q_E$		Вт	→	85,36	
21. Теплоприток через пол, $Q_E$		Вт	→	113,39	
22. Коэффициент воздухообмена, $n$		1/сутки	7,16	—	
23. Энтальпия из $h, x$ -диаграммы		кДж/кг	28,5	—	
24. Теплоприток от вентиляции, $Q_L$		Вт	→	291,50	
25. Суточный грузооборот		кг/сутки	2 457	—	
26. Удельная теплоемкость перед замораживанием, $c$		кДж/кг К	3,2	—	
27. Удельная теплоемкость после замораживания, $c$		кДж/кг К	—	—	
28. Энтальпия замораживания, $q$		кДж/кг	—	—	
29. Энтальпия «дыхания» овощей и фруктов, $h$		кДж/кг в сутки	—	—	
30. Разность температур $\Delta T$		К	7	—	
31. Теплоприток от охлаждаемого продукта, $Q_A$		Вт	→	637	
32. Теплоприток от «дыхания» овощей, фруктов, $Q_A$		Вт	→	—	

Таблица 2.6. (окончание)

	Единица измерения		Итоговая графа
33. Тепло от каждого человека	Вт	270	–
34. Теплоприток от пребывания людей, $Q_p$	Вт	→	270
35. Теплоприток от освещения, $Q_{осв}$	Вт	→	168,48
36. Прочие теплопритоки, $Q_{ц}$	Вт	→	–
37. Общий теплоприток, $Q$	Вт	+ →	1 903,89
38. Продолжительность работы холодильной установки	часов/сутки	(16) 18	–
39. Холодопроизводительность испарителя, предварительная, $Q_{о,пред}$	Вт	→	2 855,84
40. Температура кипения	°С	–8	–
41. Тип испарителя – согласно каталогу	–	DZBE 051	–
42. Теплоприток от вентиляторов	Вт	235	–
43. Длительность работы вентиляторов	часов/сутки	16	–
44. Теплоприток от вентилятора испарителя, $Q_v$	Вт	→	235
45. Холодопроизводительность испарителя (полная)	Вт		–
46. Продолжительность оттаивания	часов/сутки		–
47. Теплоприток при оттаивании испарителя, $Q_{от}$	Вт	→	325
48. Холодопроизводительность испарителя, $Q_{о,эфф}$	Вт	+ →	3 415,84
49. Тип холодильной машины – согласно каталогу	–		–
50. Температуры кипения и конденсации	°С		–
51. Хладагент	R		–
52. Прочее			–

BFS – Государственный институт холодильной техники и техники кондиционирования воздуха

• *Теплоприток при оттаивании испарителя*

Из таблицы рекомендуемого времени оттаивания (см. Формулы, таблицы и диаграммы для холодильной техники, 3-е издание 2002 г., изд-во Мюллера, стр. 73) берем значение применительно к камере охлаждения мяса: 4 оттаивания в сутки, каждое по 20 минут.

Расчет теплопритока, вызываемого электрическим нагреванием испарителя для процесса оттаивания, осуществляется по уравнению:

$$Q_{от} = \frac{P \cdot \tau_{от}}{\tau_{уст}}, \text{ Вт},$$

где  $P$  – теплопроизводительность электрообогревателя при оттаивании;

$\tau_{от}$  – продолжительность оттаивания, часов в сутки.

В результате получаем:

$$Q_{от} = \frac{3910 \cdot 1,33}{16} = 325 \text{ Вт}.$$



- *Определение эффективной холодопроизводительности испарителя*

Эффективная холодопроизводительность равна:

$Q_{o, \text{расч}}$  (2 856 Вт) + теплоприток от двигателя вентилятора (235 Вт) + теплоприток от нагрева при оттаивании (325 Вт). В итоге  $Q_{o, \text{эфф}} = 3\,416$  Вт.

### 2.1.3. Контрольные задания

1. Определить изменение температуры в направлении изнутри → наружу через конструкцию пола, приведенную в примере расчета камеры.

2. При проектировании камеры охлаждения для овощей и фруктов суммарный приток тепла (поз. 37 расчетного формуляра (табл. 2.5)) составляет 2 890 Вт. Какова будет предварительная производительность испарителя  $Q_{o, \text{расч}}$  при длительности работы установки 18 часов в сутки?

3. Вычислить теплоту дыхания разных сортов овощей и фруктов, хранящихся до продажи в предназначенной для них холодильной камере при  $+5^\circ\text{C}$ ? Допустим, это:

- 30 кг апельсинов,
- 50 кг яблок,
- 15 кг цветной капусты в полный лист,
- 100 кг раннего картофеля,
- 30 кг груш,
- 10 кг лимонов,
- 15 кг моркови с ботвой.

4. Рассчитать теплоприток в каждую из секций холодильной камеры с полом (см. комбинацию секций на рис. 2.6).

Дано: коэффициент теплопередачи для стен, потолков и пола  $k = 0,19$  Вт/м<sup>2</sup> · К;

$\delta = 100$  мм, со всех сторон;  $t_{\text{пола}} = +15^\circ\text{C}$ ;

$t_a = +25^\circ\text{C}$ ;  $\phi_a = 70\%$ , со всех сторон;

габаритные размеры секции 1: длина = 4,5 м; высота = 2,75 м; ширина = 3,0 м;

габаритные размеры секции 2: длина = 4,5 м; высота = 2,75 м; ширина = 4,5 м;

габаритные размеры секции 3: длина = 4,5 м; высота = 2,75 м; ширина = 4,2 м.

5. Вычислить теплоприток от охлаждаемого продукта, если в секции 2 (см. рис. 2.4) ежедневно требуется охлаждать 1,1 тонны говядины от начальной температуры  $+7^\circ\text{C}$  при загрузке в камеру до температуры в толще мяса  $0^\circ\text{C}$ .

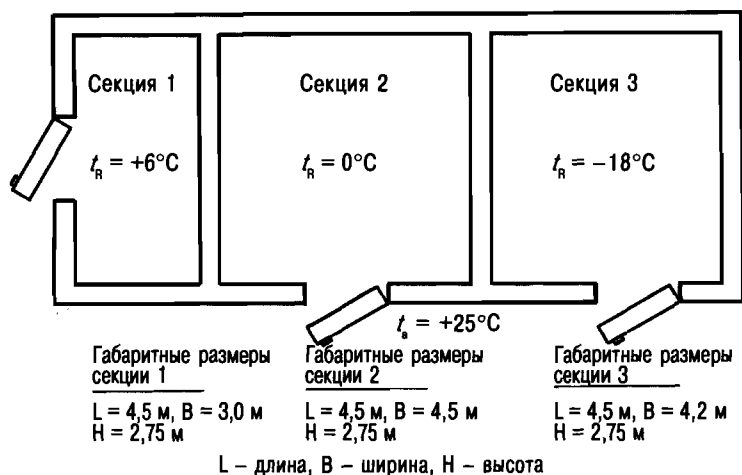


Рис. 2.6. Комбинация секций холодильной камеры

6. В морозильной камере (коэффициент теплопередачи  $k = 0,13 \text{ Вт/м}^2$ ) при толщине стенки из жесткого пенополиуретана 150 мм в течение 8 часов в потоке холодного воздуха с  $t_L = -35^\circ\text{C}$  следует замораживать 20 четвертин говяжьих туш до температуры в толще мяса  $-18^\circ\text{C}$ . Начальная температура говядины при загрузке в холодильную камеру составляет  $+7^\circ\text{C}$ .

Определить теплоприток от охлаждаемого продукта (Вт·ч), а также требуемую мощность в кВт.

#### Варианты решений

1.

Формула для вычисления:  $t_R = 0^\circ\text{C}$ .

$$t_R - t_R^I = k \cdot \Delta T_{\text{общ}} \frac{1}{a_1} = 0,2692 \cdot 15 \cdot \frac{1}{19} = 0,2125 \text{ К.}$$

$$t_R^I = 0,2125^\circ\text{C.}$$

$$t_R^I - t_B^I = k \cdot \Delta T_{\text{общ}} \frac{\delta_1}{\lambda_1} = 0,2692 \cdot 15 \cdot \frac{0,015}{1,05} = 0,0577 \text{ К.}$$

$$t_B^I = 0,2702^\circ\text{C.}$$

$$t_B^I - t_B^{II} = k \cdot \Delta T_{\text{общ}} \frac{\delta_2}{\lambda_2} = 0,2692 \cdot 15 \cdot \frac{0,05}{1,924} = 0,1049 \text{ К.}$$

$$t_B^{II} = 0,3751^\circ\text{C.}$$

$$t_B^{II} - t_B^{III} = k \cdot \Delta T_{\text{общ}} \frac{\delta_3}{\lambda_3} = 0,2692 \cdot 15 \cdot \frac{0,10}{1,279} = 0,3157 \text{ К.}$$

$$t_B^{III} = 0,6908^\circ\text{C.}$$

$$t_B^{III} - t_B^{IV} = k \cdot \Delta T_{\text{общ}} \frac{\delta_4}{\lambda_4} = 0,2692 \cdot 15 \cdot \frac{0,10}{1,030} = 13,46 \text{ К.}$$

$$t_B^{IV} = 15,15^\circ\text{C.}$$

$$t_B^{IV} - t_B^V = k \cdot \Delta T_{\text{общ}} \frac{\delta_5}{\lambda_5} = 0,2692 \cdot 15 \cdot \frac{0,015}{0,16} = 0,3786 \text{ К.}$$

$$t_B^V = 14,5286^\circ\text{C.}$$

$$t_B^V - t_{\text{грунта}}^{VI} = k \cdot \Delta T_{\text{общ}} \frac{\delta_6}{\lambda_6} = 0,2692 \cdot 15 \cdot \frac{0,15}{1,279} = 0,4736 \text{ К.}$$

$$t_{\text{грунта}} = +15,00^\circ\text{C.}$$

2.

Полный теплоприток 2 890 Вт.

Продолжительность работы установки 18 часов в сутки.

Предварительная производительность испарителя:

$$\frac{\text{полный теплоприток} \cdot 24}{18}, \text{ Вт.}$$

Предварительная производительность испарения:

$$Q_{\text{о,расч}} = \frac{2\,890 \text{ Вт} \cdot 24 \cdot \text{часа} \cdot \text{сутки}}{18 \text{ часов} \cdot \text{сутки}} = 3\,853,33 \text{ Вт.}$$

3.

$$Q_{\text{дыхания}} = \frac{m \cdot q}{86\,400}, \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{апельсинов}} = \frac{30 \cdot 1,68}{86\,400} \cdot 1000 = 0,58 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{яблок}} = 1,11 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{цветной капусты}} = 0,78 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{картофеля}} = 3,47 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{груш}} = 0,32 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{лимонов}} = 0,49 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{моркови}} = 0,42 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{общее}} = 7,17 \text{ Вт}$$

$m$  в кг; при расчете теплоты дыхания берется не суточный грузооборот  $m$  (кг/сутки), а масса всего уложенного на хранение продукта  $m$  (кг);  $q$  в кДж/кг · дней (значения из Формул, таблиц и диаграмм для холодильной техники, 3-е издание 2002, изд-во Мюллера, стр. 37 и далее); 86 400 с/сутки;

$$\text{Получаем: } \frac{\text{кг} \cdot \text{кДж} \cdot \text{сутки}}{\text{с} \cdot \text{кг} \cdot \text{сутки}} \cdot \frac{1000 \text{ Вт}}{\text{кВт}}, \text{ Вт.}$$

4.

Внутренние размеры холодильной камеры (секции 1):

длина = 4,3 м; ширина = 2,8 м; высота = 2,55 м.

$$Q_{E1} = (4,3 \cdot 2,55) \cdot 0,19 \cdot 19 = 39,58;$$

$$Q_{E2} = (2,8 \cdot 2,55) \cdot 0,19 \cdot 19 = 25,78;$$

$$Q_{E3} = (4,3 \cdot 2,55) \cdot 0,19 \cdot 6 = -12,50 \text{ (теплоотдача в секцию 2);}$$

$$Q_{E4} = (2,8 \cdot 2,55) \cdot 0,19 \cdot 19 = 25,78;$$

$$Q_{EB} = (4,3 \cdot 2,8) \cdot 0,19 \cdot 9 = 20,59;$$

$$Q_{ED} = (4,3 \cdot 2,8) \cdot 0,19 \cdot 9 = 43,46;$$

$$Q_{E, \text{общ}} = 142,69 \text{ Вт.}$$

Внутренние размеры холодильной камеры (секции 2):

длина = 4,3 м; ширина = 4,3 м; высота = 2,55 м.

$$Q_{E1} = (4,3 \cdot 2,55) \cdot 0,19 \cdot 6 = 12,50;$$

$$Q_{E2} = (4,3 \cdot 2,55) \cdot 0,19 \cdot 25 = 52,08;$$

$$Q_{E3} = (4,3 \cdot 2,55) \cdot 0,19 \cdot 18 = -37,50 \text{ (теплоотдача в секцию 3);}$$

$$Q_{E4} = (4,3 \cdot 2,55) \cdot 0,19 \cdot 25 = 52,08;$$

$$Q_{EB} = (4,3 \cdot 4,3) \cdot 0,19 \cdot 15 = 52,70;$$

$$Q_{ED} = (4,3 \cdot 4,3) \cdot 0,19 \cdot 25 = 87,83;$$

$$Q_{E, \text{общ}} = 219,69 \text{ Вт.}$$

Внутренние размеры холодильной камеры (секции 3):

длина = 4,3 м; ширина = 4,0 м; высота = 2,55 м.

$$Q_{E1} = (4,3 \cdot 2,55) \cdot 0,19 \cdot 18 = 37,50;$$

$$Q_{E2} = (4,0 \cdot 2,55) \cdot 0,19 \cdot 43 = 83,33;$$

$$Q_{E3} = (4,3 \cdot 2,55) \cdot 0,19 \cdot 43 = 89,58;$$

$$Q_{E4} = (4,0 \cdot 2,55) \cdot 0,19 \cdot 43 = 83,33;$$

$$Q_{EB} = (4,3 \cdot 4,0) \cdot 0,19 \cdot 33 = 107,84;$$

$$Q_{ED} = (4,3 \cdot 4,0) \cdot 0,19 \cdot 43 = 140,52;$$

$$Q_{E, \text{общ}} = 542,10 \text{ Вт.}$$

5.

$$Q_A = \frac{m \cdot c \cdot \Delta T}{86\,400}, \text{ кВт при } m, \text{ кг/сутки;}$$

$c$ , кДж/кг · К;

$\Delta T$ , К;

86 400 с/сутки.

$$Q_A = \frac{1100 \cdot 3,2 \cdot 7}{86400} = 0,2852 \text{ кВт} = 285,2 \text{ Вт.}$$

6.

Удельная теплоемкость перед замораживанием:  $c = 3,2 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$ .Теплота замораживания:  $q = 231 \text{ кДж/кг}$ .Удельная теплоемкость после замораживания:  $c = 1,7 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$ .

1 четвертина говядины обладает весом 75 кг; криосконическая температура заморзания:  $-1,5^\circ\text{C}$ .

$$Q_{\text{охл}} = m \cdot c \cdot \Delta T \text{ при: } m, \text{ кг};$$

$$c, \text{ кДж/кг} \cdot \text{К};$$

$$\Delta T, \text{ К}.$$

$$Q_{\text{охл}} = (20 \cdot 75) \cdot 3,2 \cdot 8,5 = 40\,800 \text{ кДж};$$

$$Q_{\text{зам}} = m \cdot q, \text{ кДж при: } m, \text{ кг};$$

$$q, \text{ кДж/кг};$$

$$Q_{\text{зам}} = (20 \cdot 75) \cdot 231 = 346\,500 \text{ кДж}.$$

$$Q_{\text{перехл}} = m \cdot c \cdot \Delta T, \text{ кДж};$$

$$Q_{\text{перехл}} = (20 \cdot 75) \cdot 1,7 \cdot 16,5 = 42\,075 \text{ кДж};$$

$$Q_{\text{общ}} = Q_{\text{охл}} + Q_{\text{зам}} + Q_{\text{перехл}}, \text{ кДж}.$$

$$Q_{\text{общ}} = 40\,800 + 346\,500 + 42\,075 \text{ кДж}.$$

$$Q_{\text{общ}} = \frac{429375 \text{ кДж}}{3,6} = 119\,271 \text{ Вт} \cdot \text{ч}; \text{ кДж} : 3,6 = \text{Вт} \cdot \text{ч}.$$

$$Q_{\text{общ}} = 119\,271 \text{ Вт} \cdot \text{ч}.$$

$$Q_{\text{общ}} = \frac{119\,271 \text{ Вт} \cdot \text{ч}}{8 \text{ часов}} = 14\,909 \text{ Вт}.$$

$$Q_{\text{общ}} = 14,91 \text{ кВт}.$$

## 2.2. Расчет и подбор воздухоохладителей

Среди испарителей с подводимым воздухом следует различать воздухоохладители с естественной циркуляцией (статичные охладители для так называемого «спокойного охлаждения») и воздухоохладители с принудительной циркуляцией воздуха.

Среди последних более 80% составляют так называемые инжекторные (всасывающие) испарители высокой производительности (с одним либо несколькими вентиляторами на передней стороне), к преимуществам которых можно отнести следующее:

1) вентиляторы находятся под постоянным контролем оператора установки;  
2) монтаж на передней стороне значительно облегчает работы по техобслуживанию;

3) поперечное сечение обдува батареи, в отличие от нагнетающего испарителя с вентилятором, смонтированным на задней квадратной стороне корпуса, может быть выполнено прямоугольной формы (соотношение сторон 1:1,7).

В целях улучшения подачи воздуха в исполнениях с всасыванием защитная решетка вентилятора, помимо собственно защиты, выполняет еще и функцию выравнивания воздушного потока.

Несомненным достоинством такой конструкции является также то, что первичный воздух выходит из испарителя в виде прямонаправленного и сфокусированного потока при одновременном снижении температуры обмотки двигателя примерно на 20 К.

Следует подчеркнуть, что в холодильной камере поток первичного воздуха не должен натекает на охлаждаемый продукт.

Предпочтительнее, если выходящий из испарителя направленный воздушный поток будет проходить над загруженным продуктом по потолку холодильной камеры, достигая противоположной стены со скоростью не менее 0,25–0,5 м/с (рис. 2.7).

Этот поток первичного воздуха увлекает за собой поток вторичного воздуха, смешиваясь с ним в зоне над охлаждаемым продуктом.

При этом не столь важно, что в случае камер малых размеров смешанный описанным образом воздух достигает противоположной стены с несколько большей скоростью, ибо в круговом процессе неизбежен его возврат.

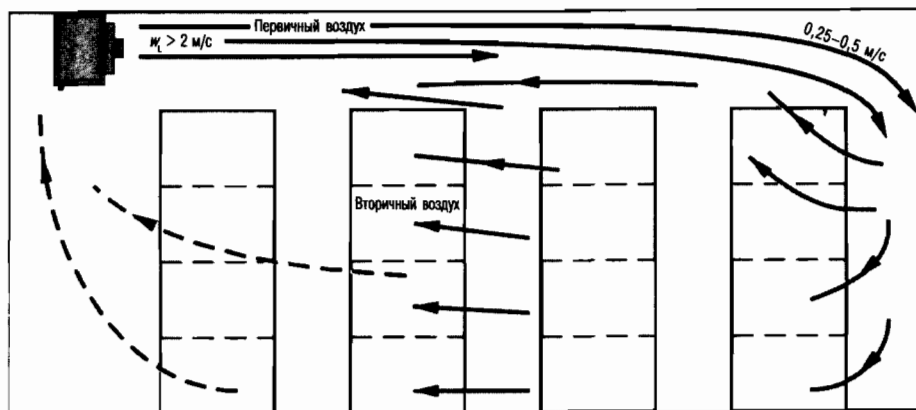


Рис. 2.7. Режим потока в холодильной камере (пример)

Испаритель, как и все прочие компоненты холодильного цикла, нельзя рассматривать изолированно. Его производительность находится в прямой зависимости от ТРВ (терморегулирующий вентиль). Испаритель и ТРВ образуют своеобразную систему автоматического регулирования.

С одной стороны, хладагент не может кипеть в большем объеме, чем это позволяет пропускная способность расширительного вентиля; с другой стороны, ТРВ не способен выполнять правильное регулирование без четкого сигнала перегрева со стороны испарителя.

Если исходить из того, что примерно на 10% площади испарителя происходит перегрев всасываемого газа, то получается степень перегрева, равная 0,65.

Степень перегрева показывает отношение измеренного значения к максимально возможному перегреву. Речь идет о показателе эффективности испарителя, представленном в виде:

$$\Delta t_{\text{oh}} / \Delta t_1 = f.$$

Величина  $\Delta t_{\text{oh}}$  есть разность температур перегрева на выходе испарителя  $t_{\text{oh}}$  и кипения  $t_0$ . В свою очередь, температура  $t_0$  — это соответствующая абсолютному давлению хладагента температура насыщения в месте присоединения всасывающей линии холодильной системы, включая теплообменник, если таковой стационарно встроено.

Под температурой перегрева  $t_{\text{oh}}$  понимается температура выходящего из холодильной камеры парообразного хладагента, измеренная на стенке трубы в месте, предусмотренном изготовителем для размещения чувствительного элемента расширительного клапана, либо сразу после теплообменника, если последний является встроенным элементом. Эта позиция обычно находится на расстоянии максимум 500 мм после присоединения охладителя и обязательно располагается в пределах холодильной камеры.

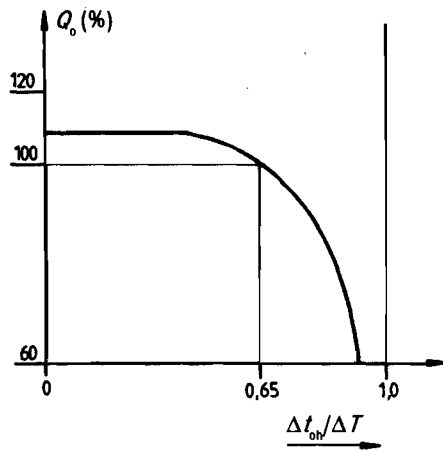


Рис. 2.8.

Однако, как показывает опыт, терморегулирующие вентили имеют устойчивую регулировочную характеристику только начиная с перегрева в 5–7 К; ниже этого диапазона отмечается так называемое «бросание». Это значит, что разность температур ( $\Delta T = t_R - t_o$ ) ниже 8–11 К в обычных условиях едва ли достижима ( $\Delta T_{\text{рабочего перегрева}} = 0,7\Delta T$ ).

Требуемая производительность испарителя достигается лишь в случае, если циркуляция воздуха не связана с помехами из-за неправильного размещения охлаждаемого продукта либо неудачного расположения самого испарителя, что способно привести к рециркуляции воздуха по контуру «воздухоохладитель — верхняя зона камеры».

Там, где в результате плохой настройки системы оттаивания на испарителе нарастает недопустимо толстая снеговая шуба либо даже имеет место длительное обледенение, завихрение воздуха в направлении вращения по своей интенсивности может приблизиться к предельному радиальному выхлопу.

При сочетании сразу нескольких конструктивных недостатков такого рода не исключено внезапное и полное прекращение поступления воздушного потока, следствием чего неизбежно становится резкое ухудшение продувки холодильной камеры и снижение качества охлажденных или замороженных продуктов.

Для работы холодильной установки это означает:

*во-первых*, увеличение разности температур в силу рециркуляции воздушного потока и «бросание» расширительного клапана в результате выхлопа воздуха, воздействующего на чувствительный элемент;

*во-вторых*, надежная работа испарителя возможна лишь при условии, что перегрев в конце испарителя составляет 0,5–0,7-кратное значение от разности температуры камеры и температуры кипения;

*в-третьих*, производительность испарителя в немалой степени зависит от того, достаточно ли циклов оттаивания обеспечивается в течение суток во время отключения холодильной установки.

Если за основу производительности испарителя берется уравнение  $Q_o = A \cdot k \cdot \Delta T$ , то становится понятна также необходимость правильного выбора расстояния между ребрами, поскольку от состояния снежного покрова определенным образом зависят коэффициент теплопередачи и разность температур на входе  $\Delta t_1$ .

Разность температур на входе  $\Delta t_1$  есть разность между входной температурой воздуха ( $t_{L1}$ ), равной температуре камеры ( $t_R$ ), и температурой испарения  $t_o$ .

Рисунок 2.8 показывает отношение степени перегрева к производительности испарителя. В качестве подтверждения влияния перегрева на производительность испарителя приведем следующий пример:

$$\begin{aligned} t_{L1} &= t_R = 0^\circ\text{C}; \\ t_o &= -8^\circ\text{C}; t_{oh} = -2^\circ\text{C}; \\ f &= \Delta t_{oh} / \Delta t_1 = (271,15 - 265,15) : \\ &: (273,15 - 265,15) = 0,75 \text{ К}. \\ \Delta t_1 &= \Delta T. \end{aligned}$$

Это приводит к снижению производительности испарителя (см. рис. 2.8).

Пример:

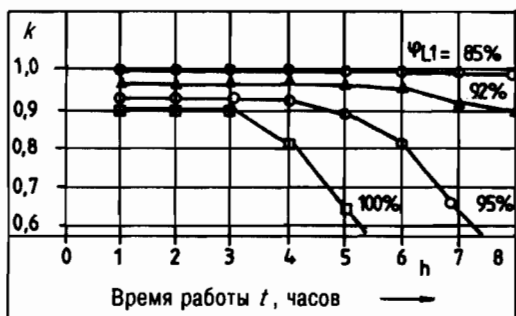


Рис. 2.9. Зависимость коэффициента теплопередачи ( $k$ ) от относительной влажности воздуха  $\varphi_{L1}$  на входе и продолжительности работы испарителя  $t$  (1,0 соответствует значению при сухом состоянии пластины)

Температура испарения	$t_0 = -25^\circ\text{C}$	Расположение труб — коридорное	50 × 50 мм
Воздух на входе	$t_{L1} = -17^\circ\text{C}$	Расстояние между пластинами	5 мм
Скорость движения воздуха	$\omega_L = 2,7 \text{ м/с}$	Ряды труб в направлении движения воздуха	4
Медная труба	диам. 15 мм		

На рис. 2.9 представлены кривые зависимости коэффициентов теплопередачи ( $k$ ) от времени работы при разной влажности воздуха ( $\varphi_{L1}$ ) на входе.

При обычной относительной влажности воздуха в камерах замораживания  $\varphi_{L1} = 75-90\%$ . Производительность подходящего для таких условий испарителя вначале на 5–10% ниже стандартной производительности сухого испарителя, что позволяет без проблем проработать 8–10 часов.

Как следует из рис. 2.9, поведение в процессе эксплуатации и продолжительность остановок покрытых снежной шубой испарителей с подобной геометрией ребер (одинаковое расстояние между ребрами, одинаковый диаметр труб, идентичное их расположение) и при равной скорости движения воздуха в значительной мере зависят от относительной влажности воздуха на входе в охладитель.

Но при использовании испарителей с иным расстоянием между ребрами, другим диаметром, шагом и расположением труб, при тех же условиях в холодильной камере обнаруживаются весьма сильные различия в рабочих характеристиках.

Рисунки 2.10–2.12 демонстрируют эксплуатационные характеристики испарителей одинакового исполнения в зависимости от шага ребер:  $L_A = 3,0, 4,7$  и  $7,6$  мм.

Сравнение значений производительности при сухой поверхности охладителя показывает, что у испарителя (рис. 2.10) с расстоянием между ребрами 3,0 мм она наибольшая, у испарителя на рис. 2.12 с расстоянием между ребрами 7,6 мм — примерно на 20% ниже.

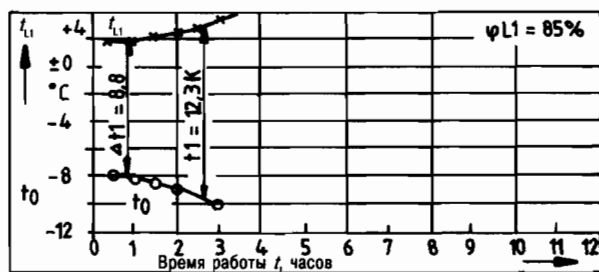


Рис. 2.10. Воздухоохладитель для холодильных камер с температурой выше  $+5^\circ\text{C}$

Труба из меди	диам. 15 мм	Поверхность, $F$	36,3 м <sup>2</sup>
Расположение труб — коридорное	50 × 50 мм	Поверхность/свободный объем, $F/V$	713,0 м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>
Расстояние между ребрами	3,0 мм	Скорость движения воздуха, $\omega_L$	2,2 м/с



Рис. 2.11. Стандартный испаритель

Труба из меди	диам. 15 мм	Поверхность, $F$	29,5 м <sup>2</sup>
Расположение труб — коридорное	50 × 50 мм	$F/V$	449,0 м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>
Расстояние между ребрами	4,7 мм	$\omega_L$	2,4 м/с

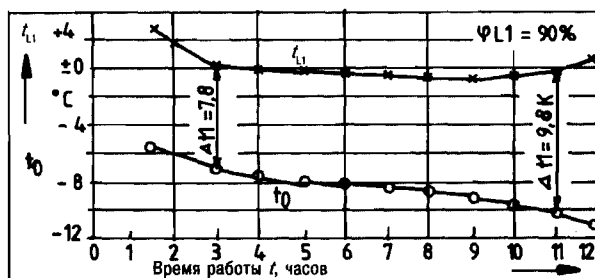


Рис. 2.12. Испаритель, рассчитанный на толстую снеговую шубу

Труба из меди	диам. 15 мм	Поверхность, $F$	18,8 м <sup>2</sup>
Расположение труб — коридорное	50 × 50 мм	$F/V$	282,2 м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>
Расстояние между ребрами	7,6 мм	$\omega_L$	2,5 м/с

Испаритель с наибольшим расстоянием между ребрами  $L_A = 7,6$  мм (рис. 2.12) достигает момента необходимости остановки более чем через 10 часов. У испарителя с  $L_A = 4,7$  мм (рис. 2.11) период работы до остановки при равных рабочих условиях сокращается до 7–8 часов. Испаритель на рис. 2.10 с расстоянием между ребрами  $L_A = 3$  мм способен выдержать до обязательной остановки менее 3 часов.

Необходимость в остановке возникает в тот момент, когда разность  $\Delta t_1$  между температурой воздуха на входе и температурой кипения  $t_0$  возрастает примерно на 25%.

У испарителя на рис. 2.11 разность температур на входе  $\Delta t_1 = 7,8$  К спустя 3 часа работы возрастает до  $\Delta t_1 = 10$  К через 8 рабочих часов. Этим и определяется время необходимой остановки — через 8 часов работы.

Достижение момента обязательной остановки на практике означает, что испаритель подлежит оттаиванию с временным прекращением процесса охлаждения.

### 2.2.1. Расчет воздухоохлаждателей для холодильных камер

Изготовители обычно дают свои рекомендации относительно области применения воздухоохлаждателей с учетом расстояния между ребрами ( $L_A$ ).

Для  $L_A = 4,5$  мм:

- холодильные установки с температурой кипения  $\geq 0^\circ\text{C}$ ;
- холодильники с небольшой разностью температур  $\Delta T$  (от 5 до 6 К);
- камеры хранения мороженых продуктов с минимальным влаговыведением;
- камеры охлаждения для жидкостей в бутылках.





Для  $L_A = 7,0$  мм:

- камеры для охлаждения мяса;
- низкотемпературные камеры;
- морозильные камеры.

Для  $L_A = 12,0$  мм:

- холодильные камеры с высоким влаговыделением и температурами кипения  $\leq -3^\circ\text{C}$ , например камеры быстрого охлаждения;
- установки, которые по технологическим или иным причинам не подлежат оттаиванию в ночное время.

Выбор соответствующей производственной линии и подходящего типа воздухоохладителя изначально связан с поставленной задачей охлаждения.

В расчетах требуемого расхода холода уже заложен теплоприток от охлаждаемого продукта, а ряд базовых данных, необходимых для организации правильного хранения (удельную теплоемкость конкретного охлаждаемого продукта, криоскопическую температуру замерзания, оптимальную температуру хранения и относительную влажность воздуха) можно определить из таблицы свойств охлаждаемых продуктов.

Влияние разности температуры камеры и температуры кипения (и возможных отклонений от заданных значений) на удаление влаги из воздуха холодильной камеры наглядно показано в приведенном ниже примере.

Как видно из  $h,x$ -диаграммы Молье (рис. 2.13), воздух холодильной камеры теряет влагу тем интенсивнее, чем ниже падает температура кипения, то есть чем больше возрастает разность температур ( $\Delta T = t_R - t_0$ ).

Приведенная далее схема призвана помочь в правильном выборе необходимой для соответствующей задачи охлаждения разности температур в целях поддержания требуемой относительной влажности воздуха и достижения устойчивой работы терморегулирующего вентиля.

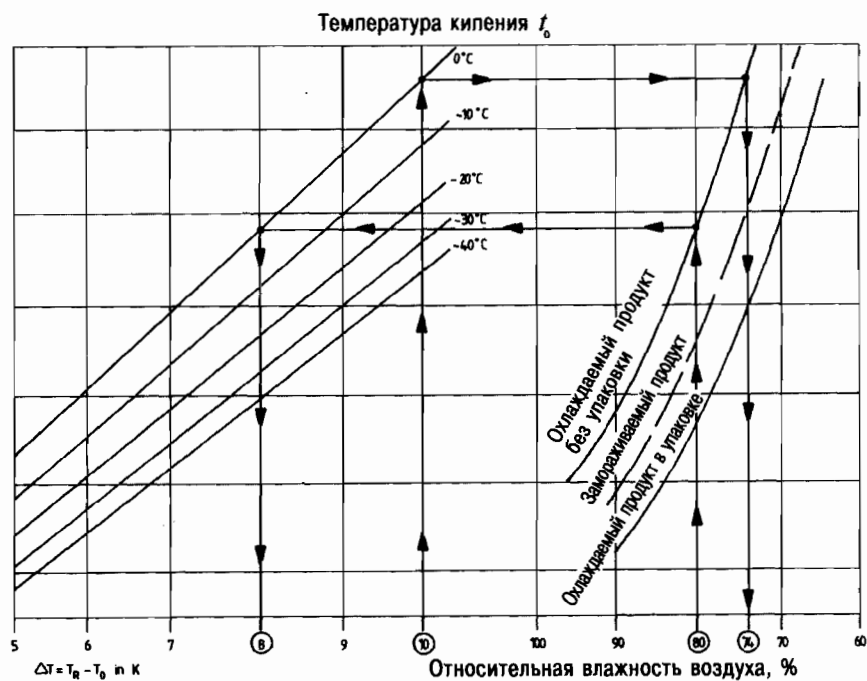


Рис. 2.14.

**Пример:**

В предназначенную для хранения овощей и фруктов холодильную камеру надо поместить на срок 1–2 недели зрелые на 3/4 помидоры.

Требуемая относительная влажность воздуха составляет для продуктов такого рода  $\varphi = 0,80$ , температура хранения от +8 до +10°C, холодопроизводительность  $Q_0 = 3,5$  кВт. Исходя из относительной влажности воздуха  $\varphi = 0,80$  при температуре камеры  $t_R = +8^\circ\text{C}$  и температуре кипения хладагента  $t_0 = 0^\circ\text{C}$  получаем разность температур  $\Delta T = 8$  К.

При увеличении разности температур до  $\Delta T = 10$  К влагоудаление переходит примерно на уровень  $\varphi = 0,74$ . С установленной разностью температур  $\Delta T = 8$  К по каталогу изготовителя (фирма Кюба) выбирается требуемый воздухоохлаждатель.

В данном случае это будет воздухоохлаждатель типа Küba SGA 51.

Если точка пересечения кривых холодопроизводительности и разности температур  $\Delta T$  оказывается между линиями для двух типов испарителей, то выбирается больший следующего по значению. Это дает уменьшение разности температур  $\Delta T$  у испарителя при не изменяющейся производительности холодильной машины, что, в свою очередь, способствует снижению интенсивности осушения воздуха холодильной камеры.

Ниже мы рассмотрим все важнейшие технические характеристики воздухоохлаждателя.

Электрическое нагревание в целях оттаивания (тип испарителя SGAE 51) для данного примера не актуально, поскольку область применения рассматриваемой холодильной камеры исключает возможность образования снеговой шубы.

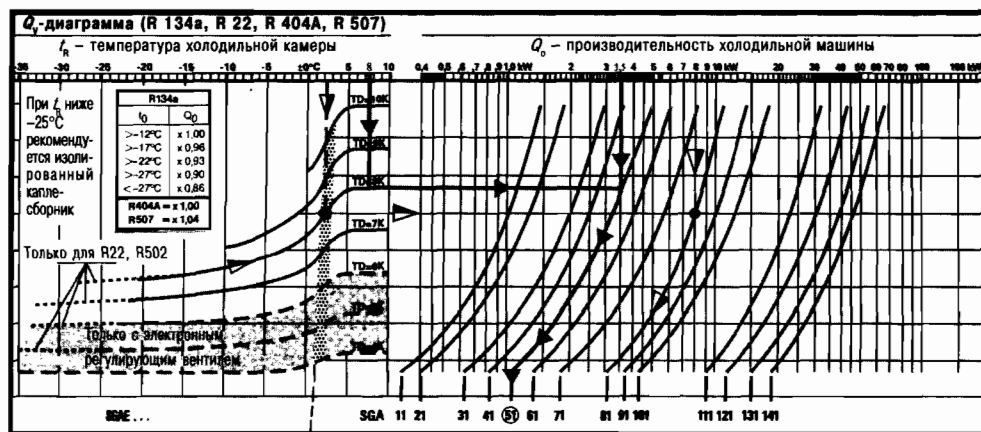


Рис. 2.15.

Рис. 2.16. Таблица параметров воздухоохлаждателя Küba SGA 051. Изделие № 2012.51

Холодопроизводительность Q <sub>0</sub> , кВт	Температура в камере t <sub>R</sub> , °C	Температура кипения t <sub>0</sub> , °C	Разность температур ΔT, К	Температура всасывания t <sub>об</sub> , °C	Хладагент	Число оборотов, n (в мин)
3,43	8,0	0,0	8,0	5,2	R134a	1315

Рис. 2.16. Таблица параметров воздухоохлаждителя Küba SGA 051. Изделие № 2012.51 (окончание)

Технические характеристики		
Объемный расход воздуха: 1620 м <sup>3</sup> /час	Расчет оборудования на основе числа об. 1315 в мин	Оттаивание электрообогревом:
Дальность обдува: 13,0 м	$Q_o$ ( $\Delta T = 8,0$ К): 3,43 кВт	Корпус: кВт
Площадь: 23,1 м <sup>2</sup>	$t_{oh}$ ( $\Delta T = 8,0$ К): 5,2°C	Ванна: кВт
Расстояние между ребрами: 4,5 мм	$t_b$ ( $\Delta T = 8,0$ К): 0,0°C	Всего: кВт
Емкость трубы: 3,8 л		
Вентилятор(ы)		
1 шт.: 230±10% В – 1–50/60 Гц; IP44	<b>Рабочие характеристики вентилятора:</b>	<b>Данные двигателя на фирменной табличке вентилятора:</b>
Диаметр лопасти: 400 мм	Режим работы: 50 Гц	Режим работы: 50 Гц
Температурный диапазон: –40 до +45°C	Число оборотов: 1325 в мин	Число оборотов: 1315 в мин
Звуковая мощность: 70 дБ (А)	Производительность: 95 Вт	Мощность: 107 Вт
$L_{pa}$ на расстоянии 10 м: 39 дБ(А)	Потребление тока: 0,41 А	Потребление тока: 0,42 А
Звуковое давление $L_{pa}$ относится к варианту монтажа под открытым небом (согласно ДИН 45635)		
Размеры и масса		Материалы
Присоединение на входе: 10 мм	Вес нетто: 27,0 кг	Трубы: медь
Присоединение на выходе: 22 мм	Вес брутто: 36,0 кг	Ребра: алюминий
		Корпус: Al; RAL 9018
		Версия: 2002.031
<p>H = 560 мм            B = 815 мм            T = 570 мм            L = 415 мм            F = 143 мм            A = 160 мм            W = 300 мм</p> <p>E1 = 680 мм; GE1 = 408 мм</p>		

2.2.2. Контрольные задания

1. Рассчитать воздухоохлаждитель типа SGLE фирмы Кюба для температуры в холодильной камере  $t_R = +2^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T = 8$  К и холодопроизводительности  $Q_o = 4,5$  кВт. Испаритель должен быть оснащен двумя вентиляторами. Подобрать все необходимые технические характеристики.

2. О каком альтернативном типе испарителя с одним вентилятором может идти речь в данном задании? Сравните свои решения и сделайте вывод.

Варианты решений

Рис. 2.17. Таблица параметров воздухоохлаждителя Küba SGLE 62. Изделие № 2017.62

Холодопроизводительность $Q_o$ , кВт	Температура в камере $t_R$ , °C	Температура кипения $t_o$ , °C	Разность температур $\Delta T$ , К	Температура всасывания $t_{oh}$ , °C	Хладагент	Число оборотов, n (в мин)
4,97	2,0	-6,0	8,0	-0,8	R507	1315

Рис. 2.17. Таблица параметров воздухоохлаждателя Küba SGLE 62.  
Изделие № 2017.62 (окончание)

Технические характеристики		
Объемный расход воздуха: 3800 м <sup>3</sup> /час	Расчет оборудования на основе числа об. 1315 в мин	Эл. оттаивание: 230 В-1/400 В-3-У
Дальность обдува: 21,0 м	$Q_o$ ( $\Delta T = 8,0$ К): 4,97 кВт	Корпус: 2,64 кВт
Площадь: 23,3 м <sup>2</sup>	$t_{oh}$ ( $\Delta T = 8,0$ К): -0,82°C	Ванна: 0,44 кВт
Расстояние между ребрами: 12,0 мм	$t_o$ ( $\Delta T = 8,0$ К): -6,0°C	Всего: 3,08 кВт
Емкость трубы: 9,1 л		
Вентилятор(ы)		
2 шт.: 230±10% В -1-50/60 Гц; IP44	<b>Рабочие характеристики вентилятора:</b>	<b>Данные двигателя на фирменной табличке вентилятора:</b>
Диаметр лопасти: 400 мм	Режим работы: 50 Гц	Режим работы: 50 Гц
Температурный диапазон: -40 до +45°C	Число оборотов: 1325 в мин.	Число оборотов: 1315 в мин
Звуковая мощность: 73 дБ (А)	Производительность: 95 Вт	Мощность: 107 Вт
$L_{pa}$ на расстоянии 10 м: 42 дБ(А)	Потребление тока: 0,41 А	Потребление тока: 0,42 А
Звуковое давление $L_{pa}$ относится к варианту монтажа под открытым небом (согласно ДИН 45635)		
Размеры и масса		Материалы
Присоединение на входе: 10* мм	Вес нетто: 66,2 кг	Трубы: медь
Присоединение на выходе: 22 мм	Вес брутто: 86,0 кг	Ребра: алюминий
		Корпус: Al; RAL 9018
* многократный впрыск через распределитель Küba-CAL		Версия: 2002.031
H = 560 мм		
V = 1375 мм		
T = 570 мм		
L = 415 мм		
F = 173 мм		
A = 160 мм		
W = 300 мм		

Рис. 2.18. Таблица параметров воздухоохлаждателя Küba SGLE 81.  
Изделие № 2017.81

Холодопроизводительность $Q_o$ , кВт	Температура в камере $t_R$ , °C	Температура кипения $t_o$ , °C	Разность температур $\Delta T$ , К	Температура всасывания $t_{oh}$ , °C	Хладагент	Число оборотов, $n$ (в мин)
4,62	2,0	-6,0	8,0	-0,8	R507	1400
Технические характеристики						
Объемный расход воздуха: 3130 м <sup>3</sup> /час	Расчет оборудования на основе числа об. 1400 в мин	Эл. оттаивание: 230 В-1/400 В-3-У				
Дальность обдува: 21,0 м	$Q_o$ ( $\Delta T = 7,8$ К): 4,50 кВт	Корпус: 2,18 кВт				
Площадь: 21,1 м <sup>2</sup>	$t_{oh}$ ( $\Delta T = 7,8$ К): -0,7°C	Ванна: 0,35 кВт				
Расстояние между ребрами: 12,0 мм	$t_o$ ( $\Delta T = 7,8$ К): -5,8°C	Всего: 2,53 кВт				
Емкость трубы: 8,91 л						

Рис. 2.18. Таблица параметров воздухоохладителя Küba SGLE 81.  
Изделие № 2017.81 (окончание)

Вентилятор(ы)		
1 шт.: 230/400±10% В –1–50/60 Гц IP44 Диаметр лопасти: 400 мм Температурный диапазон: –40 до +45°C Звуковая мощность: 75 дБ (А) $L_{pA}$ на расстоянии 10 м: 44 дБ(А)	<b>Рабочие характеристики вентилятора:</b> Режим работы: 50 Гц Число оборотов: 1420 в мин Производительность: 215 Вт Потребление тока: 0,52 А	<b>Данные двигателя на фирменной табличке вентилятора:</b> Режим работы: 50 Гц Число оборотов: 1400 в мин Мощность: 300 Вт Потребление тока: 0,58 А
Звуковое давление $L_{pA}$ относится к варианту монтажа под открытым небом (согласно ДИН 45635)		
Размеры и масса		Материалы
Присоединение на входе: 10* мм Присоединение на выходе: 22 мм	Вес нетто: 44,7 кг Вес брутто: 56,0 кг	Трубы: медь Ребра: алюминий Корпус: Al; RAL 9018
* многократный впрыск через распределитель Küba-CAL		Версия: 2002.031
H = 560 мм B = 1065 мм T = 640 мм L = 495 мм F = 143 мм A = 150 мм W = 300 мм		

## 2.3. Выбор параметров холодильного компрессорного агрегата

### 2.3.1. Области применения и технические характеристики компрессоров

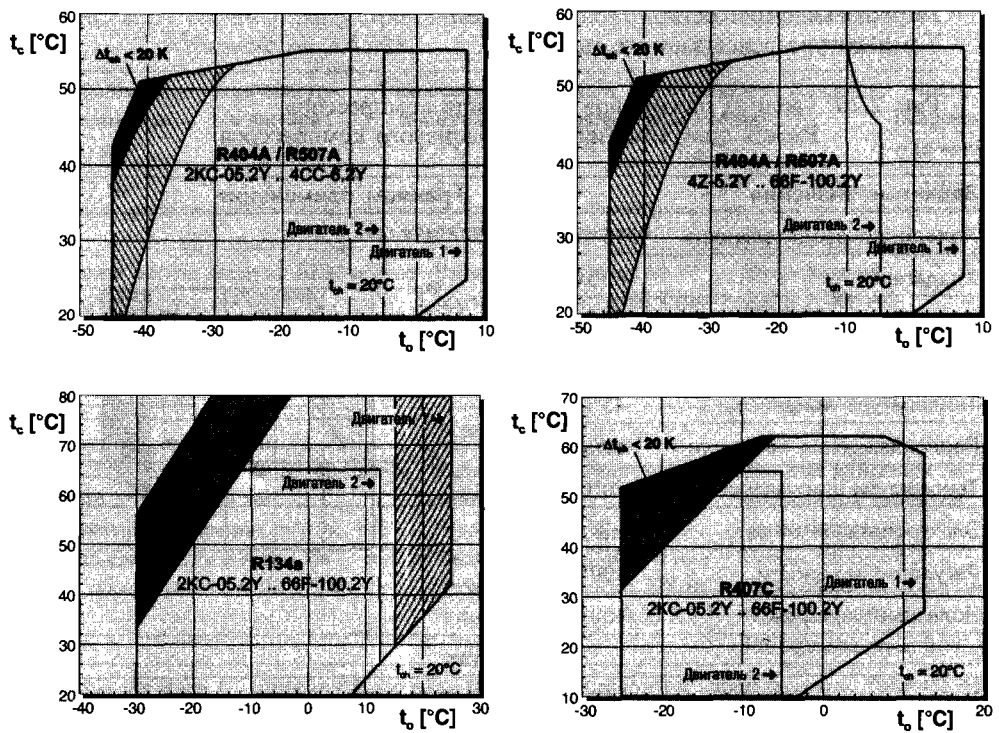
Между описанным в п. 2.2 проектированием испарителя, относящимся к нему данными холодопроизводительности, температуры холодильной камеры, температуры всасываемого воздуха, разности температур  $\Delta T$ , с одной стороны, и расчетом холодильного компрессора, с другой стороны, существует определенная связь.

Проектировщик должен выбрать компрессор с такой же холодопроизводительностью и такой же температурой кипения – для обеспечения равновесия соответствующих характеристик испарителя и компрессора.

Приведенные далее диаграммы, выполненные изготовителем (рис. 2.19), демонстрируют возможные области применения компрессоров для хладагентов R404/R507, R134a и R407C. Они призваны помочь принять решение относительно выбора тех или иных приводных двигателей, возможно необходимого дополнительного охлаждения и ограниченных температур всасываемого газа.

Таблицы параметров холодильных компрессоров и относящиеся к ним диаграммы содержат данные холодопроизводительности, потребления мощности и электрического тока.

Производительность конденсатора можно вычислить путем сложения значений холодопроизводительности и потребляемой мощности.



Границы применения из расчета температуры всасываемого газа 25 (20)°С.

- (1) С хладагентами R134a и R407C при  $t_c > 55^\circ\text{C}$  следует выбирать масло BSE55.
  - (2) Температуры кипения и конденсации относятся к значениям точки росы (насыщенный пар)
- $t_o$  температура кипения (°C)  
 $t_{oh}$  температура всасываемого газа (°C)  
 $\Delta t_{oh}$  перегрев всасываемого газа (K)  
 $t_c$  температура конденсации (°C)

- дополнительное охлаждение или температура инжестируемого газа, макс. 0°С;
- дополнительное охлаждение;
- дополнительное охлаждение + ограниченная температура всасываемого газа.

Рис. 2.19. Области применения компрессоров (по данным фирмы Битцер)

Все приведенные показатели относятся (согласно ЕН 12900, табл. 1) к температуре всасываемого газа 20°С, без переохлаждения жидкости.

Холодопроизводительность компрессора (по нормам ЕН 12900, п. 3.2) характеризуется как произведение реализуемого через компрессор объемного расхода хладагента и разности удельных энтальпий – хладагента на входе в компрессор и насыщенной жидкости.

Хладагент на входе в компрессор перегрет до указанного значения (+20°С) выше точки росы на стороне всасывания.

Выбранный тип компрессора: 4P-10.2Y (см. рис. 2.20);  
 $Q_o = 16,98$  кВт,  $P_{к1} = 6,32$  кВт,  $\epsilon = 2,69$ ;  
 $Q_o, \text{ задан} = 15,3$  кВт;

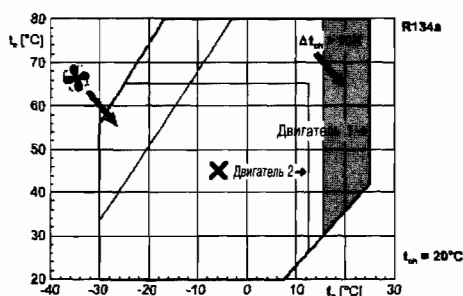
Переохлаждение: есть;  
Температура всасываемого газа: 20°C.

Рис. 2.20. Таблица параметров для расчета компрессора.  
Расчет полугерметичного поршневого компрессора

Заданные значения		Границы применения	
Холодопроизводительность	16 кВт		
Хладагент	R134a		
Исходная температура	точка росы		
Температура кипения	-6°C		
Температура конденсации	45°C		
Переохлаждение жидкости	есть		
Температура всасываемого газа	20°C		
Электропитание от сети	стандарт 50 Гц		
Регулятор мощности	100%		
Полезный перегрев	100%		

Результат		
Тип компрессора	4Т-8.2У	4Р-10.2У
Холодопроизводительность	14,26 кВт	16,98 кВт
Холодопроизводительность*	14,38 кВт	17,13 кВт
Производительность испарителя	14,26 кВт	16,98 кВт
Потребляемая мощность	5,31 кВт	6,32 кВт
Ток (400 В)	9,31 А	11,43 А
Производительность конденсации	20,9 кВт	24,8 кВт
Коэффициент мощности	2,69	2,69
Коэффициент мощности*	2,71	2,71
Массовый расход	335 кг/час	399 кг/час
Режим работы	стандартный	стандартный



\* При 2КС-05.2 – 4СС-6.2: по ЕН 12900 (температура инжектируемого газа 20°C, переохлаждение жидкости – есть).

Все прочие компрессоры: по ISO-DIS 9309/ДИН 8928 (температура инжектируемого газа 25°C, переохлаждение жидкости – есть).

#### Пример выбора:

Охлаждаемый продукт: мясо (говядина и свинина); испаритель уже выбран – типа Küba DZBE 063,  $Q_{o\text{vda}} = 17,2$  кВт, хладагент R134a, холодопроизводительность  $Q_o = 15,3$  кВт, время работы 16 часов в день; температура в холодильной камере  $t_R = +2^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T = 8$  К;  $t_o = -6^\circ\text{C}$ ;  $t_c = +45^\circ\text{C}$ .

Представленные далее таблицы параметров демонстрируют принцип выбора компрессора.



Рис. 2.21. Таблица параметров потолочного воздухоохладителя Küba DZBE 063. Изделие № 2085.051

Холодопроизводительность $Q_o$ , кВт	Температура в камере $t_R$ , °C	Температура кипения $t_o$ , °C	Разность температур $\Delta T$ , К	Температура всасывания $t_{oh}$ , °C	Хладагент	Число оборотов, $n$ (в мин)
17,18	2,0	-6,0	8,0	-0,8	R134a	1400
<b>Технические характеристики</b>						
Объемный расход воздуха: 8280 м <sup>3</sup> /час		Расчет оборудования на основе числа об. 1400 в мин		Эл. оттаивание: 230 В-1/400 В-3-Y		
Дальность обдува: 2 × 16,0 м		$Q_o$ ( $\Delta T = 8,0$ К): 17,18 кВт		Корпус: 6,74 кВт		
Площадь: 87,9 м <sup>2</sup>		$t_{oh}$ ( $\Delta T = 8,0$ К): -0,8°C		Ванна: 3,44 кВт		
Расстояние между ребрами: 7,0 мм		$t_o$ ( $\Delta T = 8,0$ К): -6,0°C		Всего: 10,18 кВт		
Емкость трубы: 21,6 л						
<b>Вентиляторы(ы)</b>						
3 шт.: 230/400±10% В -3-50/60 Гц; IP44		<b>Рабочие характеристики вентилятора:</b>		<b>Данные двигателя на фирменной табличке вентилятора:</b>		
Диаметр лопасти: 400 мм		Режим работы: 50 Гц		Режим работы: 50 Гц		
Температурный диапазон: -40 до +45°C		Число оборотов: 1415 в мин		Число оборотов: 1400 в мин		
Звуковая мощность: 79 дБ (А)		Производительность: 235 Вт		Мощность: 300 Вт		
$L_{pa}$ на расстоянии 10 м: 48 дБ(А)		Потребление тока: 0,55 А		Потребление тока: 0,58 А		
Звуковое давление $L_{pa}$ относится к варианту монтажа под открытым небом (согласно ДИН 45635)						
<b>Размеры и масса</b>				<b>Материалы</b>		
Присоединение на входе: 22* мм		Вес нетто: 180,0 кг		Трубы: медь		
Присоединение на выходе: 42 мм		Вес брутто: 241,0 кг		Ребра: алюминий		
				Корпус: Al; RAL 9018		
* многократный впрыск через распределитель Küba-CAL				Версия: 2002.031		
H = 310 мм						
B = 2325 мм						
T = 1280 мм						
L = 1300 мм						
F = 173 мм						
A = 345 мм						
W = -						
Hv = 450 мм						

Был выбран полугерметичный компрессор типа 4P-10.2Y фирмы Кюба со следующими техническими характеристиками:

$$t_o = -6^\circ\text{C}; t_c = +45^\circ\text{C}; Q_o = 16,98 \text{ кВт}; p_{к1} = 6,32 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon = 1638 \text{ кВт} : 6,32 \text{ кВт} = 2,69;$$

новое время работы:  $(15,3 \text{ кВт} \times 16 \text{ часов}) : (16,98 \text{ кВт-дней}) = 14,42 \text{ часа}$  в сутки.

Напомним:

$$Q_{o, Vda} = 17,18 \text{ кВт при } t_R = +2^\circ\text{C}; \Delta T = 8 \text{ К};$$

$$Q_{o, Vdi} = 16,98 \text{ кВт при } t_o = -6^\circ\text{C}; t_c = +45^\circ\text{C}.$$

Из таблицы технических параметров компрессора следует, что его холодопроизводительность указывается при температуре всасываемого газа  $t_1 = +20^\circ\text{C}$  без переохлаждения жидкости.

Эти данные базируются на предписаниях ЕН 12900 касательно компрессоров для хладагентов (Номинальные условия, допуски и указываемые изготовителем значения производительности). В содержащейся там таблице 1 с данными производительности для хладагентов группы 1, BGV-D4, приводится температура на входе в компрессор  $t_1 = +20^\circ\text{C}$ .

Эти сведения в целом действительны для всех случаев применения, за исключением R717 и бытовых приборов.

Однако фактические условия работы холодильных установок порой весьма отличаются от представленных в тех или иных стандартах.

### 2.3.2. Технические характеристики выбранных компрессоров

Технические характеристики: 4P-10.2Y

Размеры и присоединения

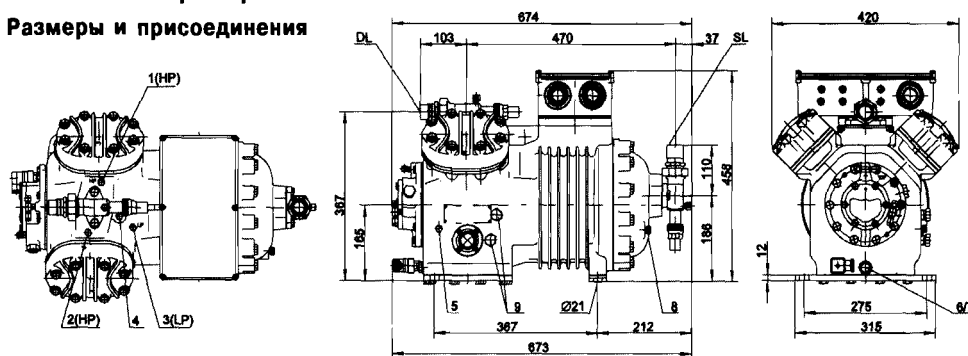
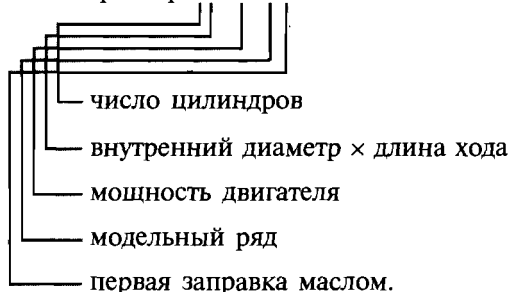


Рис. 2.22. Компрессор 4P-10.2Y (фирмы Битцер)

Пример принятого обозначения типа компрессора:

Компрессор 4P-10.2Y



Технические характеристики: см. табл. 2.7

Таблица 2.7. Технические характеристики компрессора 4P-10.2Y

Объемная производительность (1 450 в минуту, 50 Гц)	47,14 м <sup>3</sup> /час
Объемная производительность (1 750 в минуту, 80 Гц)	56,89 м <sup>3</sup> /час
Число цилиндров × внутренний диаметр × длина хода	4 × 55 × 57 мм
Напряжение двигателя (иные по запросу)	380...420 В PW-3-50 Гц
Макс. рабочий ток	21,0 А
Пусковой ток (ротор заблокирован)	59,0 А Y/99,0 А YY

Таблица 2.7. Технические характеристики компрессора 4P-10.2Y (окончание)

Масса	145 кг
Макс. избыточное давление (низкое/высокое давление)	19/28 бар
Присоединение всасывающей линии	35 мм – 1 3/8"
Присоединение напорной линии	28 мм – 1 1/8"
Присоединение охлаждающей воды	R 1/2"
Заправка маслом R134a/R404A/R507A/R407C	$t_c > 55^\circ\text{C}$ ; BSE32/ $t_c > 55^\circ\text{C}$ : BSE55 (опция)
Заправка маслом R22 (R12/R502)	B5.2 (стандарт)
Объем заправляемого масла	3,00 дм <sup>3</sup>
Нагрев масляной ванны	100 Вт (опция)
Контроль давления масла	MP54
Маслорасходный клапан	опция
Защита сжатого газа от перегрева	опция
Защита двигателя	INT69V5 (стандарт), INT389 (опция)
Класс защиты	IP54 (стандарт), IP389 (опция)
Разгрузка при пуске	опция
Регулирование мощности	100–50% (опция)
Дополнительный вентилятор	опция
Охлаждаемые водой головки цилиндров	опция
СIS-система	опция
Демпфирующие элементы	стандарт

### 2.3.3. Падение давления во всасывающей линии

Если проектировщик уже в начале своей работы предполагает, что между испарителем и компрессором возможно падение давления, обусловленное всасывающим трубопроводом, то следует поступать описанным ниже образом. (Напоминаем, что мы имеем дело с охлаждаемым посредством всасываемого газа полугерметичным компрессором типа 4P-10.2Y, который при  $t_o = -6^\circ\text{C}$  и  $t_c = +45^\circ\text{C}$  по нормам EN 12900 обеспечивает  $Q_o = 16,98$  кВт и  $p_{к1} = 6,32$  кВт.)

В практике холодильной техники «падение давления»  $\Delta T_{sl}$  от 1,5 до 2 К во всасывающей линии считается вполне допустимым.

Тогда встает закономерный вопрос: достаточно ли будет имеющейся холодопроизводительности компрессора с учетом возможного падения давления на стороне всасывания?

Итак, проверим выбранную машину с точки зрения данного аспекта:

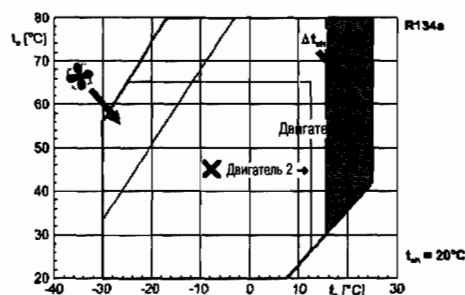
R134a  $t_o = -7,5^\circ\text{C}$ ;  $t_c = +45^\circ\text{C}$ ;  $Q_o = 15,83$  кВт;  $p_{к1} = 6,14$  кВт

Вывод:

- вычисленная требуемая холодопроизводительность составляет:  $Q_o = 15,3$  кВт;
- измеренная холодопроизводительность, включая падение давления, составляет:  $Q_o = 15,83$  кВт.

Рис. 2.23. Таблица параметров для расчета компрессора.  
Расчет полугерметичного поршневого компрессора

Заданные значения		Границы применения	
Холодопроизводительность	16 кВт		
Хладагент	R134a		
Исходная температура	точка росы		
Температура кипения	-7,5°C		
Температура конденсации	45°C		
Переохлаждение жидкости	есть		
Температура всасываемого газа	20°C		
Электропитание от сети	стандарт 50 Гц		
Регулятор мощности	100%		
Полезный перегрев	100%		
Результат			
Тип компрессора	4Т-10.2У	4Р-12.2У	
Холодопроизводительность	15,83 кВт	18,57 кВт	
Холодопроизводительность*	15,97 кВт	18,73 кВт	
Производительность испарителя	15,83 кВт	18,57 кВт	
Потребляемая мощность	6,14 кВт	7,53 кВт	
Ток (400 В)	11,19 А	14,10 А	
Производительность конденсации	23,4 кВт	27,8 кВт	
Коэффициент мощности	2,58	2,46	
Коэффициент мощности*	2,60	2,49	
Массовый расход	371 кг/час	435 кг/час	
Режим работы	стандартный	стандартный	



\* При 2КС-05.2 – 4СС-6.2: по ЕН 12900 (температура всасываемого газа 20°C, переохлаждение жидкости – есть).

Все прочие компрессоры: по ISO-DIS 9309/ДИН 8928 (температура инжектируемого газа 25°C, переохлаждение жидкости – есть).

#### 2.3.4. Выбор конденсаторных агрегатов с воздушным охлаждением

Согласно нормам ЕН13215 (Конденсаторные группы для использования в холодильных установках) данные производительности конденсаторного агрегата должны соотноситься с температурой окружающей среды +32°C.

Представлены значения производительности конденсаторов для следующих значений температуры окружающей среды: 27, 38, 43 и 49°C. В отношении конденсаторных агрегатов с водяным охлаждением приводятся стандартные эталонные показатели при температуре конденсации +40°C из расчета давления на выходе компрессора. Входная температура воды составляет +30°C, а коэффици-

ент загрязнения  $5 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>К/Вт. Стандартные эталонные показатели для температуры всасываемого газа при высоких, средних и низких температурах кипения находятся на уровне +20°C.

Принцип выбора конденсаторных агрегатов с воздушным охлаждением примерно таков же, как и в случае проектирования отдельных холодильных компрессоров.

В каталогах изготовителей для выбора необходимых параметров указывается лишь температура окружающей среды  $t_a$  вместо температуры конденсации  $t_c$ .

*Пример:*

Хладагент R134a,  $Q_o = 15,3$  кВт, время работы 16 часов в сутки.  
 $t_r = +2^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T = 8$  К;  $t_o = -6^\circ\text{C}$ ;  $t_c = +45^\circ\text{C}$ ;  
 $\Delta T_{sl} = 1,5$  К;  $t_o = -7,5^\circ\text{C}$ ; уже выбранный испаритель (см. рис. 2.21) Küba DZBE 063 при  $t_r = +2^\circ\text{C}$  и  $\Delta T = 8$  К обладает производительностью  $Q_o = 17,18$  кВт (см. табл. 2.8).

**Таблица 2.8.** Потолочный воздухоохладитель Küba DZBE 063 (выдержка из таблицы параметров)

Холодопроизводительность $Q_o$ , кВт	Температура в камере $t_r$ , °C	Температура кипения $t_o$ , °C	Разность температур $\Delta T$ , К	Температура всасывания $t_{oh}$ , °C	Хладагент	Число оборотов, $n$ (в мин)
17,18	2,0	-6,0	8,0	-0,8	R134a	1400

Среди конденсаторных групп с воздушным охлаждением фирмы Копеланд была выбрана модель 59-3DS-100X.

**Таблица 2.9.** Холодопроизводительность (агент R134a)

Конденсаторный агрегат с воздушным охлаждением	Вентиляторы (шт.)	Температура окружающей среды	Климатические условия								Область нормальных температур	Область низких температур	
			Температура кипения, °C										
		°C	12,5	10	7	5	0	-5	-10	-15	-20		
		27	32830	30810	28430	26860	23060	19470	16150	13140	10510		
59-3DS-100X	2	32	30850	28980	26760	25300	21740	18360	15210	12340	9815		
		43					18980	16060	13300	10750	8460		

Данный конденсаторный агрегат обладает производительностью:  $Q_o = 16,8$  кВт;  $p_{кл} = 8,17$  кВт;  $t_o = -7,5^\circ\text{C}$ ;  $t_a = +32^\circ\text{C}$  (см. рис. 2.25).

Выбор из двух альтернативных конденсаторных групп с воздушным охлаждением дает следующий результат:

1. SAMX 4/466-4 с:  
R134a;  $t_o = -7,5^\circ\text{C}$ ;  $t_a = +27^\circ\text{C}$ ;  $Q_o = 16,64$  кВт;
2. SHGX 4/555-45L с:  
R134a;  $t_o = -7,5^\circ\text{C}$ ;  $t_a = +32^\circ\text{C}$ ;  $Q_o = 17,72$  кВт.

Использование одного из этих двух вариантов представляется весьма целесообразным. В первом случае следует убедиться в допустимости  $t_a = +27^\circ\text{C}$ !

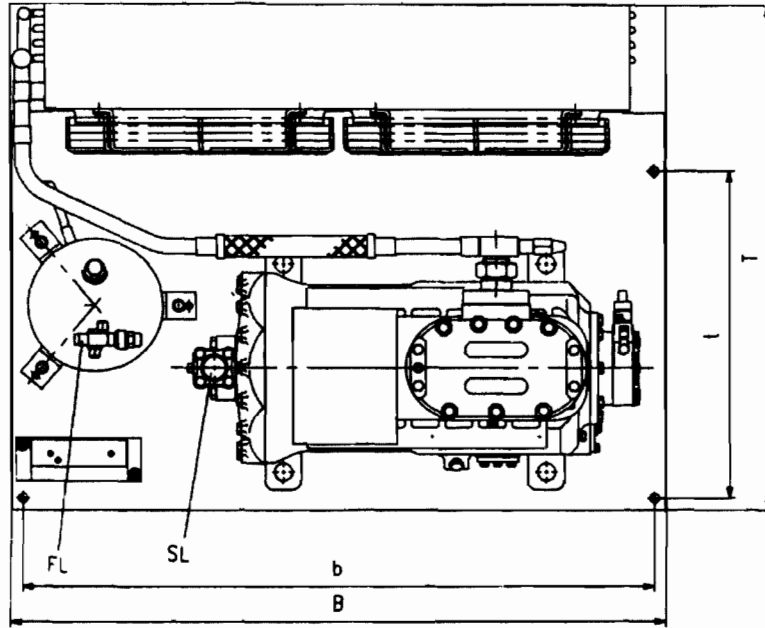


Рис. 2.24.

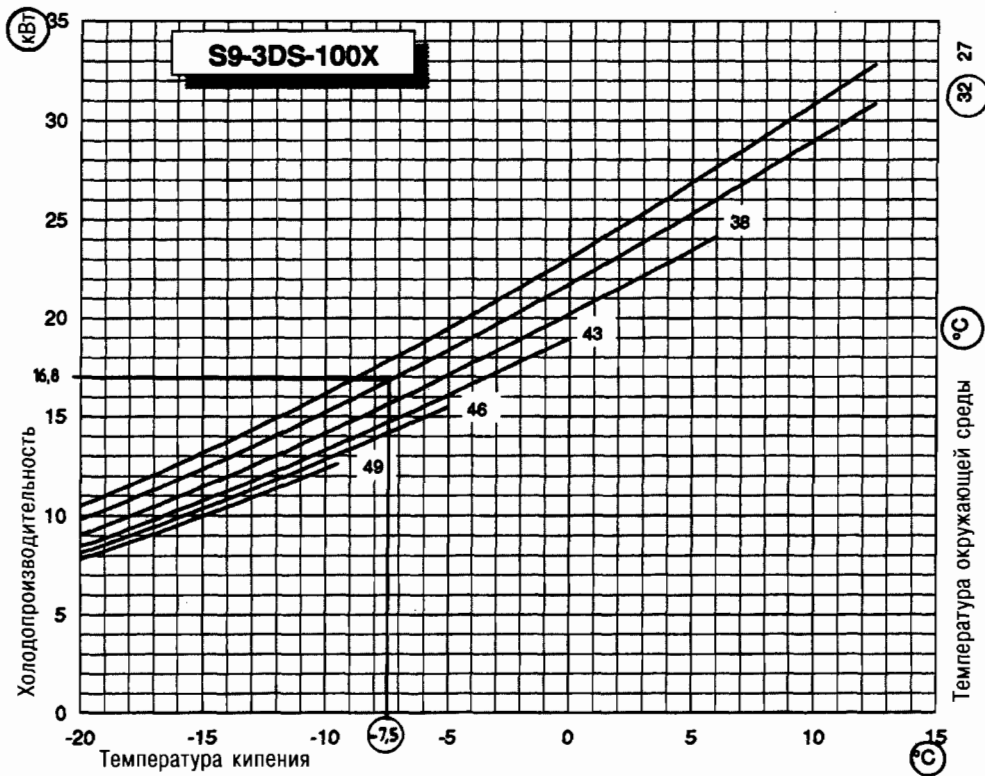


Рис. 2.25.

Таблица 2.10. Таблица параметров конденсаторных агрегатов

Тип	$t_a$ °C	+10	+5	±0	$t_o$ °C		-20	-30
					-5	-10		
1) SAMX 0/45-6LD	27	1,79	1,57	1,36	1,14	0,95	0,63	0,40
	32	1,68	1,45	1,25	1,06	0,89	0,59	0,37
1) SAMX 1/45-4LD	27	2,76	2,42	2,09	1,75	1,46	0,97	0,62
	32	2,60	2,24	1,93	1,63	1,37	0,90	0,57
SAMX 2/58-4L	27	3,80	3,33	2,84	2,38	1,97	1,26	0,80
	32	3,55	3,10	2,64	2,21	1,86	1,18	0,73
SAMX 2/73-4L	27	4,53	3,96	3,38	2,86	2,33	1,50	0,94
	32	4,21	3,87	3,12	2,64	2,20	1,40	0,86
SAMX 2/95-4L	27	6,03	5,27	4,50	3,81	3,16	2,08	1,31
	32	5,61	4,91	4,17	3,53	2,97	1,94	1,21
SAMX 2/121-4L	27	7,59	6,64	5,68	4,79	3,97	2,60	1,64
	32	7,06	6,18	5,25	4,44	3,73	2,43	1,51
SAMX 3/153-4L	27	10,02	8,77	7,50	6,31	5,20	3,39	2,13
	32	9,37	8,19	6,96	5,87	4,92	3,16	1,97
SAMX 3/185-4L	27	12,04	10,38	8,87	7,50	6,22	4,04	2,54
	32	11,06	9,67	8,22	6,97	5,87	3,87	2,35
SAMX 3/233-4L	27	14,51	12,66	10,80	9,12	7,54	5,02	3,15
	32	13,40	11,75	9,98	8,44	7,09	4,68	2,89
2) SAMX 4/306-4L	27	20,07	17,57	15,04	12,63	10,41	6,78	4,27
	32	18,78	16,39	13,95	11,72	9,82	6,34	3,94
2) SAMX 4/370-4L	27	22,95	20,71	17,79	14,98	12,41	8,08	5,07
	32	22,43	19,38	16,45	13,94	11,73	7,54	4,68
2) SAMX 4/466-4L	27	28,61	25,00	21,60	18,19	15,09	10,04	6,28
	32	26,49	23,20	19,99	16,90	14,20	9,36	5,80
2) SAMX 4/601-4L	27	39,72	34,41	29,12	24,93	20,65	13,70	8,51
	32	37,15	32,48	27,27	23,13	19,48	13,02	8,27
2) SAMX 5/724-4L	27	47,33	41,00	34,63	29,53	24,61	16,26	10,25
	32	44,25	38,25	32,58	27,56	23,24	15,39	9,73
2) SAMX 5/847-4L	27	55,36	48,01	40,56	34,24	28,78	19,05	11,98
	32	51,76	44,85	38,10	32,21	27,22	18,08	11,41

### 2.3.5. Контрольные задания

Требуемая холодопроизводительность низкотемпературной камеры составляет  $Q_o = 18,0$  кВт при:  $t_{L1} = -18^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T = 10$  К;  $t_o = -28^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_{sl} = 2$  К;

$t_o = -30^\circ\text{C}$ ;  $t_a = +27^\circ\text{C}$ ; время работы 18 часов в сутки.

- Расчитать испаритель фирмы Кюба с расстоянием между ребрами 12,0 мм.
- Определить размеры конденсаторного агрегата фирмы Битцер с воздушным охлаждением.

В качестве хладагента используется трехкомпонентная смесь R 404A.

- Какова будет производительность испарителя и конденсаторной группы?
- Какой будет новая суточная продолжительность работы установки?

## Варианты решений

- а) Küba SGLE 63-F81;  $Q_o = 18,2$  кВт при  $t_{L1} = -18^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T_1 = 10$  К;  $t_o = -28^\circ\text{C}$ ;  
 б) Bitzer LH135/4H-15,2Y;  $Q_o = 17,14$  кВт при  $t_o = -30^\circ\text{C}$ ,  $t_a = +32^\circ\text{C}$ ;  
 в)  $Q_{o,Vda} = 18,2$  кВт;  $Q_{o, \text{конденсаторного агрегата}} = 17,14$  кВт  
 г) новое время работы:  $(18 \text{ кВт} \cdot 18 \text{ часов}) : (17,14 \text{ кВт} \cdot \text{дней}) = 18,90$  часа в сутки.

Рис. 2.26. Таблица параметров воздухоохладителя Küba SGLE 63-F81.  
Изделие № 3057.63-81

Холодопроизводительность $Q_o$ , кВт	Температура в камере $t_R$ , °C	Температура кипения $t_o$ , °C	Разность температур $\Delta T_1$ , К	Температура всасывания $t_{oh}$ , °C	Хладагент	Число оборотов, $n$ (в мин)
18,20	-18,0	-28,0	10,0	-21,5	R404A	880
<b>Технические характеристики</b>						
Объемный расход воздуха: 8700 м <sup>3</sup> /час	Расчет оборудования на основе числа об. 880 в мин.		Эл. оттаивание: 230 В-1/400 В-3-Y			
Дальность обдува: 37,0 м	$Q_o$ ( $\Delta T_1 = 10,0$ К): 18,20 кВт		Корпус: 13,74 кВт			
Площадь: 79,6 м <sup>2</sup>	$t_{oh}$ ( $\Delta T_1 = 10,0$ К): -21,5°C		Ванна: 2,60 кВт			
Расстояние между ребрами: 12,0 мм	$t_o$ ( $\Delta T_1 = 10,0$ К): -28,0°C		Всего: 16,34 кВт			
Емкость трубы: 31,0 л						
<b>Вентиляторы(ы)</b>						
1 шт.: 400±10% В-1-50 Гц; IP66	<b>Рабочие характеристики вентилятора:</b>		<b>Данные двигателя на фирменной табличке вентилятора:</b>			
Диаметр лопасти: 630 мм	Режим работы: 50 Гц		Режим работы: 50 Гц			
Температурный диапазон: -40 до +45°C	Число оборотов: 919 в мин		Число оборотов: 880 в мин			
Звуковая мощность: 75 дБ (А)	Производительность: 539 Вт		Мощность: 680 Вт			
$L_{pA}$ на расстоянии 10 м: 44 дБ(А)	Потребление тока: 1,38 А		Потребление тока: 1,60 А			
Звуковое давление $L_{pA}$ относится к варианту монтажа под открытым небом (согласно ДИН 45635)						
<b>Размеры и масса</b>				<b>Материалы</b>		
Присоединение на входе: 22* мм	Вес нетто: 224,0 кг		Трубы: медь			
Присоединение на выходе: 35 мм	Вес брутто: 305,0 кг		Ребра: алюминий			
			Корпус: оцинкованная сталь; RAL 9018			
* многократный впрыск через распределитель Küba-CAL			Версия: 2002.031			
H = 1018 мм						
B = 1820 мм						
T = 931 мм						
L = 729 мм						
F = -						
A = 220 мм						
W = 600 мм						



Рис. 2.27. Таблица параметров для расчета компрессора.  
Расчет компрессора в агрегате

Заданные значения		Границы применения	
Тип агрегата	LN135/4H-15.2Y		
Модельный ряд	стандартный		
Хладагент	R404A		
Исходная температура	точка росы		
Температура кипения	-30°C		
Температура окружающей среды	32°C		
Температура всасываемого газа	20°C		
Электропитание от сети	380...420 В PW-3-50 Гц		
Полезный перегрев	100%		
Результат			
Тип компрессора	LN135/4H-15.2Y		
Холодопроизводительность	17,14 кВт		
Производительность испарителя	17,14 кВт		
Потребляемая мощность*	10,67 кВт		
Ток (400 В)	18,46 А		
Массовый расход	452 кг/час		
Температура конденсации	40,55°C		
Переохлаждение жидкости	3,00 К		
Режим работы	стандартный		

\* Производительность компрессора (потребление мощности вентилятором) см. в таблице параметров.

## 2.4. Расчет конденсаторов с воздушным охлаждением

### 2.4.1. Практический пример

Для потребительского рынка расход теплоты определен в диапазоне так называемого нормального охлаждения, то есть при температурах кипения от  $t_o = -10^\circ\text{C}$  до  $t_o = -15^\circ\text{C}$  с  $Q_o = 67,84$  кВт при  $t_o = 10^\circ\text{C}$ . Полная холодопроизводительность  $Q_o = 67,84$  кВт представлена в данном случае суммой 12 соответствующих значений для отдельных охлаждаемых объектов, а именно: охлаждаемого прилавка для сыра, охлаждаемого прилавка для мяса, холодильной камеры для колбас и т.д.

Потребность в холоде для замораживания складывается из данных холодопроизводительности на четырех объектах: в одной холодильной камере и трех охлаждаемых витринах островного типа, составляя в итоге  $Q_o = 19,85$  кВт при  $t_o = -35^\circ\text{C}$ .

Поскольку в зоне замораживания имеется всего 4 отдельных объекта, коэффициент одновременности не используется при последующем выборе комбини-

рованной низкотемпературной холодильной установки. В зоне же нормального охлаждения можно умножить значение холодопроизводительности (решающий фактор при выборе комбинированной установки нормального охлаждения) на коэффициент одновременности, равный 0,85. Данный показатель учитывает тот факт, что не всегда все охлаждаемые объекты одновременно используют мощность комбинированной холодильной установки.

Коэффициент одновременности в зоне нормального охлаждения должен составлять максимум 0,85, а в зоне замораживания максимум 0,90 (с проверкой индивидуально для каждого проекта). В случае указанной выше холодопроизводительности получается следующее:

$$Q_o = 67,84 \text{ кВт} \cdot 0,85 = 57,66 \text{ кВт} (t_o = -10^\circ\text{C}).$$

Потеря температуры во всасывающем трубопроводе принимается равной  $\Delta T_{SL} = 2 \text{ К}$ . При выборе соответствующих комбинированных холодильных установок отсюда следует некоторый сдвиг температуры кипения:  $t_o = -12^\circ\text{C}$  и, соответственно,  $t_o = -37^\circ\text{C}$ .

Для низкотемпературной комбинированной установки предусматривается встроенный переохладитель жидкости.

Возьмем, к примеру, комбинированный блок R 507 фирмы Цельсиор типа VPM 305-4701 с тремя полугерметичными компрессорами фирмы Битцер типа 4СС-6.2У, и техническими характеристиками согласно табл. 2.11.

$$Q_o = 20,44 \text{ кВт}; p_{к1} = 10,99 \text{ кВт}; t_o = -37^\circ\text{C}; t_c = +40^\circ\text{C}; t_1 = +20^\circ\text{C};$$

встроенный переохладитель жидкости обладает холодопроизводительностью  $Q_o = 6,72 \text{ кВт}$ .

Холодопроизводительность агрегата в режиме охлаждения повышается на значение  $Q_o = 6,72 \text{ кВт}$ , указанное выше для переохладителя. Последний, с одной стороны, способствует повышению удельной энтальпии в низкотемпературной зоне, но, с другой стороны, является еще одним охлаждаемым объектом для данной комбинированной установки.

Отсюда следует:

$$Q_o = 57,66 \text{ кВт}; \quad t_o = -12^\circ\text{C}$$

$$+ Q_{o, \text{переохладителя}} = 6,72 \text{ кВт}; \quad t_o = -12^\circ\text{C}$$

$$Q_{o, \text{общ}} = 64,38 \text{ кВт}; \quad t_o = -12^\circ\text{C}$$

Останавливаем выбор на агрегате (R507) фирмы Цельсир типа VPP 300-4231 с тремя полугерметичными компрессорами фирмы Битцер 4 P-10.2У и указанными техническими характеристиками (табл. 2.13 и 2.14):

$$Q_o = 70,87 \text{ кВт}; p_{к1} = 31,74 \text{ кВт}; t_o = -12^\circ\text{C}; t_c = +45^\circ\text{C}.$$

Таблица 2.11. Холодопроизводительность низкотемпературного агрегата с переохладителем жидкости, компрессором фирмы Битпер (R404A)

№ п/п	Тип Компрессор	Холодопроизводительность, кВт, при температуре конденсации 40°C																	
		Кол-во (шт.)	Тип	t <sub>1</sub>	t <sub>0</sub>	-25	-27	-29	-30	-32	-34	-35	-36	-37	-39	-40	-41	-43	-45
1	VPM 305-4641	3	4FC-3.2Y	20	A	7,23	6,49	5,80	5,48	4,90	4,35	4,08	3,83	3,58	3,10	2,88	2,66	2,25	1,86
				B	21,99	19,73	17,65	16,67	14,90	13,23	12,42	11,64	10,89	9,45	2,66	8,10	6,84	5,67	
2	VPM 305-4661	3	4EC-4.2Y	20	A	9,16	8,26	7,42	7,02	6,29	5,59	5,26	4,94	4,62	4,02	3,73	3,45	2,93	2,44
				B	27,85	25,12	22,57	21,36	19,13	17,02	16,00	15,01	14,05	12,22	11,35	10,51	8,91	7,42	
3	VPM 305-4681	3	4DC-5.2Y	20	A	11,07	9,99	8,96	8,46	7,50	6,61	6,20	5,81	5,44	4,75	4,44	4,14	3,62	3,17
				B	33,66	30,37	27,24	25,74	22,81	20,12	18,86	17,57	16,53	14,45	13,50	12,61	11,01	9,65	
4	VPM 305-4701	3	4CC-6.2Y	20	A	13,27	12,05	10,88	10,32	9,21	8,17	7,67	7,19	6,72	5,83	5,41	5,00	4,23	3,53
				B	40,36	36,66	33,10	31,38	28,02	24,85	23,33	21,86	20,44	17,73	16,45	15,21	12,87	10,73	
5	VPM 305-4211	3	4T-8.2Y	25	A	17,31	15,67	14,12	13,37	11,96	10,64	10,01	9,40	8,81	7,71	7,19	6,69	5,75	4,91
				B	52,65	47,65	42,93	40,67	36,38	32,35	30,44	28,59	26,81	23,44	21,86	20,34	17,50	14,93	
6	VPM 305-4231	3	4P-10.2Y	25	A	20,39	18,40	16,53	15,64	13,95	12,36	11,61	10,88	10,18	8,85	8,23	7,63	6,51	5,50
				B	62,00	55,96	50,27	47,56	42,42	37,60	35,31	33,10	30,96	26,93	25,03	23,21	19,80	16,72	
7	VPM 305-4251	3	4N-12.2Y	25	A	24,21	21,91	19,74	18,71	16,75	14,91	14,04	13,19	12,38	10,84	10,11	9,42	8,12	6,94
				B	73,62	66,63	60,04	56,90	50,94	45,35	42,69	40,12	37,64	32,96	30,75	28,64	24,68	21,10	
8	VPM 305-4271	3	4J-13.2Y	25	A	27,82	25,24	22,80	21,54	19,42	17,37	16,34	15,38	14,45	12,68	11,85	11,04	9,53	8,14
				B	84,61	76,76	69,34	65,80	59,07	52,73	49,70	46,78	43,94	38,57	36,03	33,58	28,98	24,76	
9	VPM 305-4271	3	4H-15.2Y	25	A	32,48	29,50	26,67	25,33	22,77	20,38	19,21	18,10	17,02	14,99	14,02	13,09	11,35	9,76
				B	98,78	89,70	81,12	77,02	69,24	61,91	58,42	55,04	51,77	45,57	42,64	39,82	34,53	29,64	
10	VPM 305-4031	3	4G-20.2Y	25	A	37,48	34,07	30,85	29,31	26,39	23,64	22,33	21,06	19,83	17,49	16,39	15,33	13,33	11,49
				B	114,00	103,60	93,81	89,13	80,26	71,89	67,90	64,03	60,29	53,20	49,84	46,61	40,53	34,95	
11	VPM 305-4291	3	6J-22.2Y	25	A	41,75	37,88	34,23	32,48	29,16	26,03	24,53	23,09	21,69	19,04	17,78	16,58	14,31	12,24
				B	126,95	115,20	104,10	98,78	88,67	79,15	74,60	70,21	65,96	57,89	54,08	50,42	43,53	37,23	
12	VPM 305-4051	3	6H-25.2Y	25	A	48,73	44,25	40,02	38,00	34,17	30,56	28,84	27,17	25,56	22,51	21,06	19,67	17,06	14,67
				B	148,20	134,55	121,70	115,55	103,90	92,93	87,70	82,63	77,74	68,45	64,05	59,83	51,88	44,61	

Таблица 2.11. Холодопроизводительность низкотемпературного агрегата с переохладителем жидкости, компрессором ф. Битцер (R404A) (окончание)

№ п/п	Тип Компрессор	Холодопроизводительность, кВт, при температуре конденсации 40°C																
		Кол-во (шт.)	Тип	$t_1$	$t_0$	-25	-27	-29	-30	-32	-34	-35	-36	-37	-39	-40	-41	-43
13.	VRM 305-4071	3	6G-30.2Y	25 A	56,30	51,13	46,27	43,95	39,59	35,48	33,51	31,61	29,76	26,25	24,59	22,99	19,96	17,18
				25 B	171,20	155,50	140,70	133,65	120,40	107,90	101,90	96,12	90,51	79,84	74,78	69,91	60,71	52,25
14.	VRM 305-4091	3	6F-40.2Y	25 A	66,88	60,76	54,96	52,18	46,89	41,91	39,54	37,25	35,04	30,86	28,88	26,99	23,44	20,21
				25 B	203,40	184,75	167,10	158,70	142,60	127,45	120,25	113,30	106,55	93,83	87,83	82,08	71,29	61,46
15.	VRM 405-4071	4	6G-30.2Y	25 A	75,07	68,17	61,69	58,50	52,79	47,31	44,69	42,14	39,68	35,01	32,79	30,65	26,62	22,91
				25 B	228,25	207,30	187,60	178,20	160,55	143,85	135,90	128,15	120,70	106,45	99,71	93,21	80,96	69,67
16.	VRM 405-4091	4	6F-40.2Y	25 A	89,18	81,01	73,28	69,58	62,52	55,88	52,72	49,67	46,72	41,14	38,51	35,99	31,26	26,95
				25 B	271,20	246,35	222,85	211,60	190,10	169,95	160,30	151,05	142,05	125,10	117,10	109,45	95,05	81,95
17.	VRM 505-4091	5	6F-40.2Y	25 A	111,40	101,30	91,60	86,97	78,15	69,86	65,90	62,09	58,40	51,43	48,14	44,98	39,07	33,68
				25 B	338,90	307,90	278,55	264,45	237,65	212,40	200,40	188,80	177,60	156,40	146,40	136,80	118,80	102,45
18.	VRM 605-4091	6	6F-40.2Y	25 A	133,70	121,50	109,90	104,30	93,78	83,82	79,08	74,50	70,08	61,71	57,77	53,98	46,88	40,42
				25 B	406,70	369,50	334,20	317,30	285,15	254,90	240,50	226,55	213,10	187,65	175,65	164,15	142,60	122,90

Примечания:

A – производительность переохладителя жидкости;

B – холодопроизводительность комбинированного блока;

$t_1$  – температура на входе в компрессор.

Таблица 2.12. Потребляемая мощность низкотемпературного агрегата с переохладителем жидкости, компрессором фирмы Битцер (R404A)

№ п/п	Тип Компрессор	Мощность на зажимах, кВт, при температуре конденсации 40°C																	
		Кол-во (шт.)	Тип	t <sub>1</sub>	t <sub>0</sub>	-25	-27	-29	-30	-32	-34	-35	-36	-37	-39	-40	-41	-43	-45
1	VRM 305-4641	3	4FC-3.2Y	20	9,00	8,46	7,93	7,68	7,20	6,70	6,45	6,19	5,93	5,40	5,13	4,85	4,29	3,72	
2	VRM 305-4661	3	4EC-4.2Y	20	11,07	10,51	9,94	9,66	9,10	8,52	8,22	7,91	7,59	6,94	6,60	6,25	5,54	4,80	
3	VRM 305-4681	3	4DC-5.2Y	20	13,47	12,73	11,99	11,61	10,81	10,04	9,66	9,29	8,92	8,21	7,86	7,52	6,85	6,21	
4	<b>VRM 305-4701</b>	3	<b>4CC-6.2Y</b>	20	15,96	15,18	14,38	13,98	13,16	12,31	11,88	11,44	<b>10,99</b>	10,07	9,60	9,12	8,14	7,14	
5	VRM 305-4211	3	4T-8.2Y	25	19,35	18,39	17,41	16,92	15,91	14,90	14,40	13,89	13,38	12,36	11,85	11,33	10,30	9,27	
6	VRM 305-4231	3	4P-10.2Y	25	22,59	21,35	20,10	19,47	18,18	16,88	16,23	15,57	14,91	13,59	12,93	12,26	10,92	9,57	
7	VRM 305-4251	3	4N-12.2Y	25	26,82	25,42	24,00	23,28	21,82	20,36	19,62	18,87	18,13	16,62	15,87	15,11	13,57	12,03	
8	VRM 305-4271	3	4J-13.2Y	25	30,54	28,94	27,33	26,52	24,88	23,22	22,38	21,53	20,68	18,96	18,09	17,21	15,44	13,65	
9	VRM 325-4011	3	4H-15.2Y	25	35,67	33,83	31,98	31,05	29,17	27,27	26,31	25,34	24,37	22,41	21,42	20,42	18,41	16,38	
10	VRM 305-4031	3	4G-20.2Y	25	41,79	39,68	37,55	36,48	34,31	32,12	31,02	29,91	28,79	26,54	25,41	24,27	21,97	19,65	
11	VRM 305-4291	3	6J-22.2Y	25	45,84	43,43	41,00	39,78	37,32	34,82	33,57	32,30	31,03	28,47	27,18	25,88	23,26	20,61	
12	VRM 305-4051	3	6H-25.2Y	25	53,55	50,80	48,05	46,62	43,80	40,95	39,51	38,06	36,60	33,65	32,16	30,66	27,63	24,57	
13	VRM 305-4071	3	6G-30.2Y	25	62,73	59,58	56,36	54,75	51,50	48,21	46,56	44,89	43,21	39,83	38,13	36,41	32,95	29,46	
14	VRM 305-4091	3	6F-40.2Y	25	74,67	70,79	66,88	64,92	60,95	56,96	54,96	52,95	50,93	46,88	44,85	42,81	38,71	34,59	
15	VRM 405-4071	4	6G-30.2Y	25	83,64	79,42	75,15	73,00	68,67	64,29	62,08	59,86	57,62	53,11	50,84	48,55	43,94	39,28	
16	VRM 405-4091	4	6F-40.2Y	25	99,56	94,39	89,18	86,56	81,27	75,95	73,28	70,6	67,91	62,51	59,8	57,08	51,61	46,12	
17	VRM 505-4091	5	6F-40.2Y	25	124,40	118,00	111,50	108,20	101,60	94,94	91,60	88,25	84,89	78,14	74,75	71,35	64,52	57,65	
18	VRM 605-4091	6	6F-40.2Y	25	149,30	141,60	133,70	129,80	121,90	113,90	109,90	105,90	101,80	93,77	89,7	85,62	77,41	69,18	

+ дополнительный фильтр для головки цилиндра:

в поз. 1-7 требуется, на каждый компрессор 32 Вт

в поз. 8-18 требуется, на каждый компрессор 239 Вт

в поз. 1-18 не требуется, если VS2000 и t<sub>в1</sub> < 0°C

Таблица 2.13. Холодопроизводительность агрегата в режиме охлаждения, компрессор ф. Битцер (R404A)

№ п/п	Тип	Компрессор	Холодопроизводительность, кВт, при температуре конденсации 45°C																	
			Кол-во (шт.)	Тип	$t_1$	$t_0$	5	0	-2	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-14	-15	-16	-18	-20
1	VPP 300-4841	3	4FC-3.2Y	20	34,51	33,10	30,39	27,85	25,51	23,31	22,26	21,26	19,36	17,56						
2	VPP 300-4661	3	4EC-4.2Y	20	42,76	41,07	37,82	34,78	31,95	29,29	28,01	26,78	24,42	22,20						
3	VPP 300-4681	3	4DC-5.2Y	20	52,23	50,17	46,20	42,45	38,94	35,62	34,03	32,50	29,58	26,85						
4	VPP 300-4701	3	4CC-6.2Y	20	60,69	58,34	53,83	49,58	45,60	41,84	40,04	38,32	35,01	31,90						
5	VPP 300-4211	3	4T-8.2Y	25	78,72	75,64	69,76	64,27	59,25	54,49	52,20	50,00	45,76	41,76						
6	VPP 300-4231	3	4P-10.2Y	25	94,63	90,88	83,72	77,02	70,87	65,06	62,28	59,59	54,45	49,59						
7	VPP 300-4251	3	4N-12.2Y	25	110,40	106,00	97,69	89,92	82,91	76,27	73,08	69,98	64,05	58,46						
8	VPP 300-4271	3	4I-13.2Y	25	125,00	120,10	110,80	102,10	94,28	86,84	83,27	79,83	73,21	66,96						
9	VPP 300-4011	3	4H-15.2Y	25	145,10	139,40	128,60	118,60	109,60	101,00	96,87	92,89	85,24	78,02						
10	VPP 300-4031	3	4G-20.2Y	25	166,40	150,00	147,90	136,60	126,20	116,30	111,60	107,10	98,34	90,07						
11	VPP 300-4291	3	6I-22.2Y	25	187,40	180,10	166,20	153,20	141,40	130,20	124,90	119,70	109,80	100,50						
12	VPP 300-4051	3	6H-25.2Y	25	217,80	209,30	193,20	178,10	164,50	151,60	145,40	139,50	128,00	117,20						
13	VPP 300-4071	3	6G-30.2Y	25	250,30	240,60	222,10	204,80	189,20	174,50	167,40	160,60	147,50	135,10						
14	VPP 300-4091	3	6F-40.2Y	25	298,50	286,90	264,90	244,40	225,70	208,10	199,60	191,40	175,70	160,80						
15	VPP 300-4071	4	6G-30.2Y	25	333,70	320,70	296,10	273,10	252,30	232,60	223,20	214,10	196,60	180,10						
16	VPP 300-4091	4	6F-40.2Y	25	398,00	382,60	353,20	325,90	301,00	277,40	266,10	255,20	234,30	214,40						
17	VPP 300-4091	5	6F-40.2Y	25	497,50	478,20	441,50	407,30	376,30	346,80	332,70	319,00	292,80	268,00						
18	VPP 300-4091	6	6F-40.2Y	25	597,00	573,80	529,80	488,80	451,50	416,20	399,20	382,80	351,40	321,60						

Примечание:

В приведенных данных предусмотрено повышение производительности на 3% в результате естественного переохлаждения жидкости.

 $t_{v1}$  — температура на входе в компрессор.

Таблица 2.14. Потребляемая мощность агрегата в режиме охлаждения, компрессор фирмы Битцер (R404A)

№ п/п	Тип	Компрессор	Мощность на зажимах, кВт, при температуре конденсации 45°C																		
			Кол-во (шт.)	Тип	$t_1$	$t_2$	0	-2	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-14	-15	-16	-18	-20		
1	VPP 300-4841	3	4FC-3.2Y	20	14,28	14,04	13,56	13,06	12,55	12,04	11,79	11,53	11,02	10,50							
2	VPP 300-4661	3	4EC-4.2Y	20	17,10	16,84	16,32	15,78	15,21	14,64	14,35	14,07	13,49	12,90							
3	VPP 300-4681	3	4DC-5.2Y	20	21,07	20,78	20,17	19,54	18,89	18,20	17,85	17,47	16,70	15,93							
4	VPP 300-4701	3	4CC-6.2Y	20	24,78	24,41	23,64	22,84	22,00	21,14	20,71	20,27	19,39	18,51							
5	VPP 300-4211	3	4T-8.2Y	25	29,91	29,47	28,56	27,61	26,62	25,60	25,09	24,57	23,53	22,48							
6	VPP 300-4231	3	4P-10.2Y	25	35,65	35,16	34,09	32,97	31,74	30,50	29,86	29,22	27,92	26,61							
7	VPP 300-4251	3	4N-12.2Y	25	41,70	41,08	39,80	38,49	37,12	35,72	35,01	34,29	32,84	31,36							
8	VPP 300-4271	3	4L-13.2Y	25	48,40	47,55	45,86	44,19	42,55	40,89	40,06	39,23	37,54	35,85							
9	VPP 300-4011	3	4H-15.2Y	25	56,04	55,11	53,25	51,37	49,50	47,60	46,65	45,69	43,76	41,82							
10	VPP 300-4031	3	4G-20.2Y	25	65,23	64,16	62,01	59,85	57,68	55,50	54,40	53,30	51,09	48,85							
11	VPP 300-4291	3	6L-22.2Y	25	72,67	71,39	68,84	66,31	63,85	61,37	60,12	58,87	56,35	53,80							
12	VPP 300-4051	3	6H-25.2Y	25	84,15	82,75	79,94	77,13	74,31	71,46	70,03	68,60	65,71	62,79							
13	VPP 300-4071	3	6G-30.2Y	25	97,90	96,29	93,05	89,80	86,56	83,29	81,64	79,99	76,67	73,32							
14	VPP 300-4091	3	6F-40.2Y	25	117,00	115,20	111,50	107,80	103,80	99,83	97,81	95,78	91,69	87,55							
15	VPP 300-4071	4	6G-30.2Y	25	130,50	128,40	124,00	119,70	115,40	111,00	108,80	106,60	102,30	97,76							
16	VPP 300-4091	4	6F-40.2Y	25	156,00	153,60	148,70	143,70	138,40	133,10	130,40	127,70	122,20	116,70							
17	VPP 300-4091	5	6F-40.2Y	25	195,00	192,00	185,90	179,60	173,00	166,40	163,00	159,60	152,80	145,90							
18	VPP 300-4091	6	6F-40.2Y	25	234,10	230,40	223,10	215,60	207,60	199,60	195,60	191,60	183,40	175,10							

+ дополнительный фильтр для головки цилиндра:  
в поз. 1-18 не требуется.

### 2.4.2. Выбор конденсаторов с осевым вентилятором

Такие конденсаторы используются в холодильной технике преимущественно для температуры воздуха на входе до  $t_{Le} = +32^\circ\text{C}$ .

Параметры конденсаторов определяются на основе данных, предоставленных изготовителем изделия (фирмой Гюнтер).

Согласно нормам ЕН 327 (Конденсаторы с воздушным охлаждением), при нормальных температурных условиях для конденсаторов задается разность температур воздуха на входе  $\Delta T = 15\text{ К}$ . Этот параметр определяется как разность между температурой конденсации  $t_c$  и температурой поступающего воздуха  $t_{Le}$ . При этом температура воздуха на входе  $t_{Le}$  должна составлять  $+25^\circ\text{C}$ .

Названный выше изготовитель приводит в своей технической документации номинальную производительность конденсатора, основанную на следующих данных:

- 1) температура конденсации  $t_c = +40^\circ\text{C}$ ;
- 2) температура воздуха на входе  $t_{Le} = +25^\circ\text{C}$ ;
- 3) разность температур  $\Delta T = 15^\circ\text{C}$ ;
- 4) хладагент R404A.

Однако разность температур на входе для указанных выше условий работы установки отличается от данных изготовителя.

Напомним:

$$\begin{aligned} Q_{\text{о, охлаждение}} &= 70,87 \text{ кВт} \\ + p_{\text{К1, охлаждение}} &= 31,74 \text{ кВт}; t_{Le} = +32^\circ\text{C}; t_c = +45^\circ\text{C}; \Delta T = 13 \text{ К} \\ = Q_{\text{С, охлаждение}} &= 102,61 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

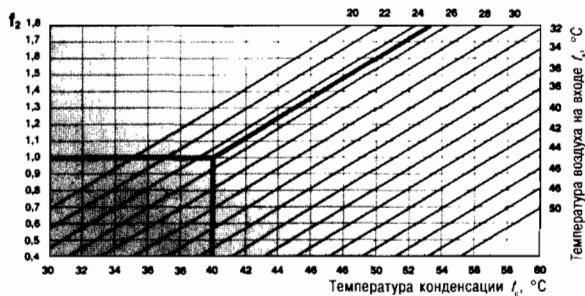
С учетом переохлаждения жидкости в низкотемпературной установке при равной мощности на клеммах можно вычесть значение холодопроизводительности для перегревателя, поскольку такого рода установка способна полностью обеспечить требуемую мощность.

$$\begin{aligned} Q_{\text{о, замор}} &= 20,44 \text{ кВт} - 6,72 \text{ кВт} = 13,72 \text{ кВт} \\ + p_{\text{К1, замор}} &= 10,99 \text{ кВт} \\ = Q_{\text{С, замор}} &= 24,71 \text{ кВт}; t_{Le} = +32^\circ\text{C}; t_c = +40^\circ\text{C}; \Delta T = 8 \text{ К}. \end{aligned}$$

Диаграмма определения номинальной производительности конденсаторов (каталог) в зависимости от  $t_c$  и  $t_a$  при разности температур нагретого газа  $\Delta t_h = 25\text{ К}$ .

$$Q_N = Q : (f_2 \cdot f_3 \cdot f_4).$$

$Q_N$  – номинальная производительность конденсатора (данные из каталога).



Поправочные коэффициенты с учетом хладагента

Хладагент	R22	R134a	R404A/ R507	R407A
$f_4$	0,96	0,93	1,0	0,86

Поправочные коэффициенты при определении номинальной производительности конденсаторов

Установка выше уровня моря, м	0	500	1 000	1 500	2 000	2 500
$f_3$ вентилятор $\leq$ диам. 650	1,0	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85
$f_4$ вентилятор $\geq$ диам. 800	1,0	0,96	0,91	0,87	0,83	0,80

Рис. 2.28. Определение номинальной производительности конденсатора



При иной разности температур на входе (см. выше) с помощью диаграммы и двух таблиц номинальной производительности конденсаторов в зависимости от  $t_c$  и  $t_{\text{в}}$  определяются: поправочный коэффициент  $f_2$  (рис. 2.28) и поправочный коэффициент на соответствующий хладагент, а также еще одна поправка с учетом монтажной высоты конденсатора.

Для зоны охлаждения получается:  $f_2 = 0,875$ ;  $f_3 = 1,0$ ;  $f_4 = 1$ ;

для зоны замораживания имеем:  $f_2 = 0,575$ ;  $f_3 = 1,0$ ;  $f_4 = 1,0$ .

Номинальная производительность конденсатора для обеих зон будет такой:

$$1. Q_{N, \Phi} = Q_{C, \Phi} / f_2 = 102,61 \text{ кВт} / 0,875 = 117,27 \text{ кВт}.$$

$$2. Q_{N, \Theta} = Q_{C, \Theta} / f_2 = 24,71 \text{ кВт} / 0,575 = 42,97 \text{ кВт}.$$

Ориентировочно  $Q_{C, \text{номинал}}$  можно определить:

$$Q_{C, \text{номинал}} = (Q_C \cdot 15 \text{ К}) : \Delta T_{\text{фактич}} \text{ (кВт)}$$

Образец:

$$Q_{C, \text{номинал}} = (102,61 \text{ кВт} \cdot 15 \text{ К}) : 13 \text{ К} = 118,40 \text{ кВт}.$$

$$Q_{C, \text{номинал}} = (24,71 \text{ кВт} \cdot 15 \text{ К}) : 8 \text{ К} = 46,33 \text{ кВт}.$$

При выборе конденсаторов с воздушным охлаждением надежнее отдавать предпочтение агрегатам с минимум двумя электродвигателями вентиляторов. Далее, в зависимости от места монтажа конденсатора определяется ступень мощности соответствующих двигателей.

Более точные характеристики задаются с учетом не только монтажного положения оборудования, но и показателем возможного вредного воздействия шума. Выбор конденсаторов осуществляется обычно с помощью текущего программного обеспечения, специально разработанного фирмой Гюнтнер для проведения подобных расчетов.

Проектирование осуществляется при этом в двух направлениях одновременно, а именно на основе следующих условий.

1. Производительность конденсации изменяется, в то время как  $\Delta T$  приточного воздуха удерживается на постоянном уровне.

Рис. 2.29. Таблица параметров для выбора конденсатора

При следующих заданных значениях:							
– число контуров							
– производительность:							
– хладагент							
– температура конденсации							
– температура воздуха на входе							
– влажность воздуха:							
могут быть рекомендованы приведенные ниже устройства:							
Модель	Мощность, кВт	Поверхность, м <sup>2</sup>	Воздух, м <sup>3</sup> /час	Звуковое давление, дБ(А)	Характеристики двигателя		
					кВт	А	об/мин
1 GVH 067C/2-N(D)	94,835	196,4	29800	67	2,20	4,3	1340
2 GVH 067B/3-L(D)	98,604	251,2	27540	56	0,76	1,5	870
3 GVH 102B/1-N(D)	101,788	356,1	27100	59	2,20	4,2	670
4 GVH 052A/2x2-N(D)	96,467	207,2	29750	60	0,78	1,35	1340
5 GVH 067C/3-L(D)	107,537	296,5	28830	56	0,76	1,5	870
6 GVH 102C/1-N(D)	108,733	412,4	28500	59	2,20	4,2	670

Рис. 2.29. Таблица параметров для выбора конденсатора (окончание)

Модель	Мощность, кВт	Поверхность, м <sup>2</sup>	Воздух, м <sup>3</sup> /час	Звуковое давление, дБ(А)	Характеристики двигателя			
					кВт	А	об/мин	
7	GVH 052B/4-N(D)	110,097	256,1	31750	60	0,78	1,35	1340
8	GVH 082A/2-L(D)	96,143	347,9	25500	53	1,05	2,4	680
9	GVH 082A/2-N(D)	118,210	347,9	34100	59	2,00	4,0	880
10	GVH 067A/3-N(S)	97,378	205,8	30160	61	1,30	2,5	1000
11	GVH 067A/3-N(D)	116,293	205,8	39950	68	2,20	4,3	1340
12	GVH 082B/2-L(D)	111,483	425,2	28300	53	1,05	2,4	680
13	GVH 082B/2-N(S)	109,044	425,2	27500	53	1,25	2,3	660
14	GVH 082B/2-N(D)	136,971	425,2	37600	59	2,00	4,0	880
15	GVH 067B/3-N(S)	110,755	251,2	32710	61	1,30	2,5	1000
16	GVH 067B/3-N(D)	132,400	251,2	42830	68	2,20	4,3	1340
17	GVH 092A/2-L(D)	114,579	347,9	32600	59	1,75	3,6	680
18	GVH 052C/2x2-N(S)	98,508	299,3	25290	54	0,55	0,94	1000
19	GVH 052C/2x2-N(D)	118,300	299,3	32880	60	0,78	1,35	1340
20	GVH 092A/2-N(S)	119,215	347,9	34500	59	2,50	4,3	700

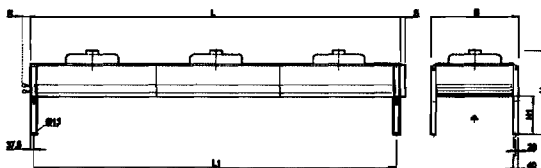
Рис. 2.30. Таблица параметров для выбора конденсатора

Конденсатор	GVH 067C/3-L(D)		
Производительность:	107,5 кВт	Хладагент:	R507 <sup>(1)</sup>
		Температура нагретого газа:	74,0°C
Объемный расход воздуха:	28 830 м <sup>3</sup> /час	Температура конденсации:	45,0°C
Воздух на входе:	32,0°C	Выход конденсата:	43,8°C
Геодезическая высота:	0 м	Объемный расход нагретого газа	21,89 м <sup>3</sup> /час
Вентиляторы:	3 шт. 3~400 В 50 Гц	Уровень звукового давления: на расстоянии:	56 дБ(А) <sup>(2)</sup> 5,0 м
Характеристика двигателей		звуковая мощность:	83 дБ(А)
– число оборотов:	870 в мин		
– мощность:	0,76 кВт		
– потребление тока:	1,5 А		
Корпус:	Оцинкованная сталь, RAL 7032	Трубы теплообменника:	Медь
		Ребра:	алюминий
Поверхность теплообмена:	296,5 м <sup>2</sup>	Присоединения	
Емкость труб:	59 л	– входной патрубков:	54,0 × 2,00 мм
Шаг ребер:	2,20 мм	– выходной патрубков:	42,0 × 1,50 мм
Проходы:	4	– участки трубопровода:	4
Сухой вес:	345 кг		

Рис. 2.30. Таблица параметров для выбора конденсатора (окончание)

**Размеры (мм):**

L = 3975 мм  
 B = 1145 мм  
 H = 950 мм  
 R = 130 мм  
 L1 = 3900 мм  
 H1 = 400 мм  
 S = 50 мм



Примечание: чертежи и размеры действительны не для всех вариантов оборудования.

2. Температура конденсации изменяется, производительность же конденсации остается постоянной.

Рис. 2.31. Таблица параметров для выбора конденсатора

При следующих заданных значениях:

- число контуров 1
- производительность 103,0 кВт
- хладагент R507
- температура конденсации 45,0°C
- температура воздуха на входе 32,0°C
- влажность воздуха 40,0%

могут быть рекомендованы приведенные ниже устройства:

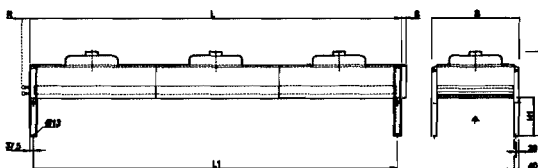
Модель	Температура $t_c$ , °C	Поверхность, м <sup>2</sup>	Воздух, м <sup>3</sup> /час	Звуковое давление, дБ(А)	Характеристики двигателя		
					кВт	А	об/мин
1 GVN 067C/2-N(D)	46,3	196,4	29800	67	2,20	4,3	1340
2 GVN 067B/3-L(D)	45,7	251,2	27540	56	0,76	1,5	870
3 GVH 102B/1-N(D)	45,2	356,1	27100	59	2,20	4,2	670
4 GVH 052A/2x2-N(D)	46,0	207,2	29750	60	0,78	1,35	1340
5 GVH 067C/3-L(D)	44,4	296,5	28830	56	0,76	1,5	870
6 GVH 102C/1-N(D)	44,2	412,4	28500	59	2,20	4,2	670
7 GVH 052B/4-N(D)	44,1	256,1	31750	60	0,78	1,35	1340
8 GVH 082A/2-L(D)	46,0	347,9	25500	53	1,05	2,4	680
9 GVH 082A/2-N(S)	46,3	347,9	24700	53	1,25	2,3	660
10 GVH 082A/2-N(D)	43,3	347,9	34100	59	2,00	4,0	880
11 GVH 067A/3-N(S)	45,8	205,8	30160	61	1,30	2,5	1000
12 GVH 067A/3-N(D)	43,3	205,8	39950	68	2,20	4,3	530
13 GVH 082B/2-L(S)	46,3	425,2	22700	48	0,77	1,5	680
14 GVH 082B/2-L(D)	44,0	425,2	28300	53	1,05	2,4	880
15 GVH 082B/2-N(S)	44,3	425,2	27500		53	1,25	2,3
16 GVH 082B/2-N(D)	41,7	425,2	37600	59	2,00	4,0	880

Рис. 2.31. Таблица параметров для выбора конденсатора (окончание)

Модель	Температура $t_c$ , °C	Поверхность, м <sup>2</sup>	Воздух, м <sup>3</sup> /час	Звуковое давление, дБ(А)	Характеристики двигателя		
					кВт	А	об/мин
17 GVH 067B/3-N(S)	44,0	251,2	32710	61	1,30	2,5	1000
18 GVH 067B/3-N(D)	41,8	251,2	42830	68	2,20	4,3	1340
19 GVH 092A/2-L(D)	43,7	347,9	32600	59	1,75	3,6	680
20 GVH 052C/2x2-N(S)	45,7	299,3	25290	54	0,55	0,94	1000

Рис. 2.32. Таблица параметров для выбора конденсатора

Конденсатор	GVH 067C/3-L(D)		
<b>Производительность:</b>	103,0 кВт	<b>Хладагент:</b>	<b>R507<sup>(1)</sup></b>
		Температура нагретого газа:	74,0°C
Объемный расход воздуха:	28 830 м <sup>3</sup> /час	Температура конденсации:	44,4°C
Воздух на входе:	32,0°C	Выход конденсата:	43,3°C
Геодезическая высота:	0 м	Объемный расход нагретого газа	21,20 м <sup>3</sup> /час
Вентиляторы:	3 шт. 3~400 В 50 Гц	Уровень звукового давления: на расстоянии:	56 дБ(А) <sup>(2)</sup> 5,0 м
Характеристика двигателей		звуковая мощность:	83 дБ(А)
– число оборотов:	870 в мин		
– мощность:	0,76 кВт		
– потребление тока:	1,5 А		
Корпус:	Оцинкованная сталь, RAL 7032	Трубы теплообменника:	Медь
		Ребра:	алюминий
Поверхность теплообмена:	296,5 м <sup>2</sup>	Присоединения	
Емкость труб:	59 л	– входной патрубков:	54,0 × 2,00 мм
Шаг ребер:	2,20 мм	– выходной патрубков:	42,0 × 1,50 мм
Проходы:	4	– нитки трубопровода:	4
Сухой вес:	345 кг		
<b>Размеры (мм):</b>			
L = 3975 мм			
B = 1145 мм			
H = 950 мм			
R = 130 мм			
L1 = 3900 мм			
H1 = 400 мм			
S = 50 мм			



Примечание: чертежи и размеры действительны не для всех вариантов оборудования.

Выбирается конденсатор с воздушным охлаждением GVH 067C/3-L для установки в режиме охлаждения.

На основе данных из рис. 2.33 можно определить изменение уровня звукового давления конденсатора выбранного типа в зависимости от его удаленности и числа имеющихся вентиляторов. Указанный уровень звукового давления дБ(А)/5 м представляет собой вычисленное значение в пересчете на поверхность прямоугольного параллелепипеда на расстоянии 5 м от устройства в открытом поле на отражающей плоскости.

Номограмма для определения изменения уровня звукового давления  $\Delta L_{РА}$  при других расстояниях базируется на имеющей форму прямоугольного параллелепипеда поверхности вокруг устройства (метод огибающей поверхности). Уровень звукового давления вычислен на основе уровня звуковой мощности.

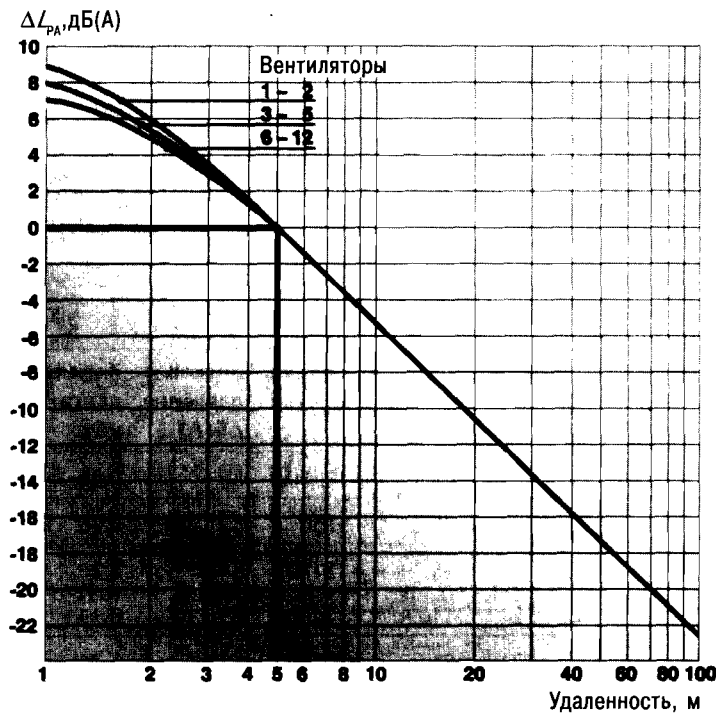


Рис. 2.33.

Изготовитель фирма Гюнтнер следующим образом идентифицирует типы своих осевых конденсаторов с воздушным охлаждением:

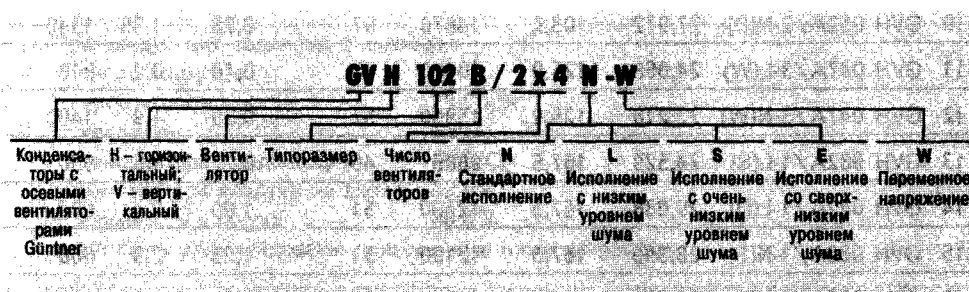


Рис. 2.34.

«N» означает стандартное исполнение (для монтажа в сугубо промышленных зонах), «L» означает «тихое исполнение» (для монтажа в районах с преимущественно торговыми предприятиями), «S» означает «очень тихое исполнение», а «E» — «сверхтихое исполнение», предназначенные для использования в жилых кварталах и проч.

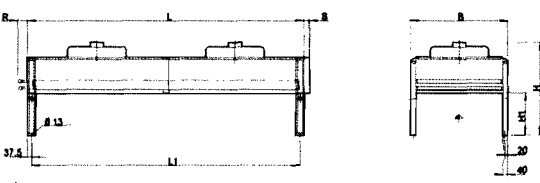
Для низкотемпературных установок выбор конденсатора осуществляется способом, идентичным описанному выше.

Выбирается: конденсатор с воздушным охлаждением GVH 052A/2-N фирмы Гюнтнер.

**Рис. 2.35.** Таблица параметров для выбора конденсатора

При следующих заданных значениях:								
– число контуров 1;								
– производительность 25,0 кВт;								
– хладагент R507;								
– температура конденсации 40,0°C;								
– температура воздуха на входе 32,0°C;								
– влажность воздуха 40,0%								
могут быть рекомендованы приведенные ниже устройства:								
№	Модель	Мощность, кВт	Поверхность, м <sup>2</sup>	Воздух, м <sup>3</sup> /час	Звуковое давление, дБ(А)	Характеристики двигателя		
						кВт	А	об/мин
1	GVH 047A/2-N(W)	22,606	83,1	10530	55	0,39	1,9	1400
2	GVH 067C/1-L(D)	22,170	96,3	9550	52	0,76	1,5	870
3	GVH 067A/1-N(D)	23,754	66,1	13110	64	2,20	4,3	1340
4	GVH 047C/2-N(W)	24,524	110,8	11400	55	0,39	1,9	1400
5	GVH 067B/1-N(S)	22,624	81,2	10780	57	1,30	2,5	1000
6	GVH 102B/1-N(D)	27,017	81,2	14140	64	2,20	4,3	1340
7	GVH 067C/1-N(S)	24,983	96,3	11410	57	1,30	2,5	1000
8	GVH 067C/1-N(D)	29,645	96,3	14830	64	2,20	4,3	1340
9	GVH 052A/2-N(S)	22,729	103,6	11220	51	0,55	0,94	1000
10	GVH 052A/2-N(D)	27,972	103,6	14870	57	0,78	1,35	1340
11	GVH 047A/3-L(W)	24,068	125,9	10400	47	0,18	0,8	910
12	GVH 047A/3-N(W)	22,218	125,9	15900	57	0,39	1,9	1400
13	GVH 082A/1-L(S)	24,529	167,5	9885	46	0,77	1,5	530
14	GVH 082A/1-L(D)	29,038	167,5	12500	51	1,05	2,4	680
15	GVH 082A/1-N(S)	28,395	167,5	12100	51	1,25	2,3	660
16	GVH 082A/1-N(D)	35,120	167,5	16700	57	2,00	4,0	880
17	GVH 052C/2-L(D)	24,317	149,6	11120	47	0,32	0,74	900
18	GVH 092A/1-S(D)-F6	24,692	167,5	9940	48	0,66	1,45	535
19	GVH 067A/2-L(S)	27,049	136,0	12950	49	0,47	0,81	650
20	GVH 067A/2-L(D)	33,191	136,0	17020	55	0,76	1,5	870

Рис. 2.36. Таблица параметров для выбора конденсатора

Конденсатор		GVN 052A/2-N(D)	
Производительность:	27,6 кВт	Хладагент:	R507 <sup>(1)</sup>
Объемный расход воздуха:	14 870 м <sup>3</sup> /час	Температура нагретого газа:	69,0°C
Воздух на входе:	32,0°C	Температура конденсации:	39,9°C
Геодезическая высота:	0 м	Выход конденсата:	39,0°C
		Объемный расход нагретого газа:	6,37 м <sup>3</sup> /час
Вентиляторы:	2 шт. 3~400 В 50 Гц	Уровень звукового давления: на расстоянии:	57 дБ(А) <sup>(2)</sup> 5,0 м
Характеристика двигателей		звуковая мощность:	83 дБ(А)
– число оборотов:	1340 в мин		
– мощность:	0,78 кВт		
– потребление тока:	1,35 А		
Корпус:	Оцинкованная сталь, RAL 7032	Трубы теплообменника:	Медь
Поверхность теплообмена:	103,6 м <sup>2</sup>	Ребра:	алюминий
Емкость труб:	21 л	Присоединения	
Шаг ребер:	2,20 мм	– входной патрубок:	35,0 × 1,50 мм
Проходы:	6	– выходной патрубок:	28,0 × 1,50 мм
Сухой вес:	152 кг	– нитки трубопровода:	20
<b>Размеры (мм):</b>			
L = 1850 мм			
B = 895 мм			
H = 950 мм			
R = 100 мм			
L1 = 1775 мм			
H1 = 400 мм			
S = 50 мм			

Примечание: чертежи и размеры действительны не для всех вариантов оборудования.

Рис. 2.37. Таблица параметров для выбора конденсатора

При следующих заданных значениях:							
– число контуров							
– производительность							
– хладагент							
– температура конденсации							
– температура воздуха на входе							
– влажность воздуха							
могут быть рекомендованы приведенные ниже устройства:							
Модель	Температура $t_c$ , °C	Поверхность, м <sup>2</sup>	Воздух, м <sup>3</sup> /час	Звуковое давление, дБ(А)	Характеристики двигателя		
					кВт	А	об/мин
1 GVN 067B/1-L(D)	42,1	81,2	9090	52	0,76	1,5	870
2 GVN 047A/2-N(W)	40,9	83,1	10530	55	0,39	1,9	1400
3 GVN 067C/1-L(D)	41,2	96,3	9550	52	0,76	1,5	870

Рис. 2.37. Таблица параметров для выбора конденсатора (окончание)

Модель	Температура $t_c$ , °C	Поверхность, м <sup>2</sup>	Воздух, м <sup>3</sup> /час	Звуковое давление, дБ(А)	Характеристики двигателя			
					кВт	А	об/мин	
4	GVH 067A/1-N(D)	40,5	66,1	13110	64	2,20	4,3	1340
5	GVH 047C/2-N(W)	40,1	110,8	11400	55	0,39	1,9	1400
6	GVH 067B/1-N(S)	40,9	81,2	10780	57	1,30	2,5	1000
7	GVH 067B/1-N(D)	39,3	81,2	14140	64	2,20	4,3	1340
8	GVH 052A/2-L(D)	41,4	103,6	10040	47	0,32	0,74	900
9	GVH 067C/1-N(S)	40,0	96,3	11410	57	1,30	2,5	1000
10	GVH 067C/1-N(D)	38,6	96,3	14830	64	2,20	4,3	1340
11	GVH 052A/2-N(S)	40,7	103,6	11220	51	0,55	0,94	1000
12	GVH 052A/2-N(D)	39,2	103,6	14870	57	0,78	1,35	1340
13	GVH 047A/3-L(W)	40,3	125,9	10400	47	0,18	0,8	910
14	GVH 047A/3-N(W)	38,1	125,9	15900	57	0,39	1,9	1400
15	GVH 082A/1-S(D)-F6	42,1	167,5	7630	40	0,37	1,2	440
16	GVH 082A/1-L(S)	40,2	167,5	9850	46	0,77	1,5	530
17	GVH 082A/1-L(D)	38,8	167,5	12500	51	1,05	2,4	680
18	GVH 082A/1-N(S)	39,0	167,5	12100	51	1,25	2,3	660
19	GVH 082A/1-N(D)	37,6	167,5	16700	57	2,00	4,0	880
20	GVH 052C/2-L(S)	42,0	149,6	8480	40	0,20	0,41	640

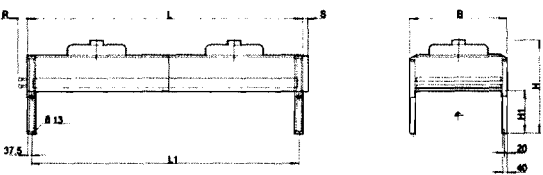
Рис. 2.38. Таблица параметров для выбора конденсатора

Конденсатор		GVH 052A/2-N(D)	
Производительность:	25,0 кВт	Хладагент:	R507 <sup>(1)</sup>
		Температура нагретого газа:	69,0°C
Объемный расход воздуха:	14 870 м <sup>3</sup> /час	Температура конденсации:	39,2°C
Воздух на входе:	32,0°C	Выход конденсата:	38,3°C
Геодезическая высота:	0 м	Объемный расход нагретого газа	5,85 м <sup>3</sup> /час
Вентиляторы:	2 шт. 3~400 В 50 Гц	Уровень звукового давления: на расстоянии:	57 дБ(А) <sup>(2)</sup> 5,0 м
Характеристика двигателей		звуковая мощность:	83 дБ(А)
– число оборотов:	1340 в мин		
– мощность:	0,78 кВт		
– потребление тока:	1,35 А		
Корпус:	Оцинкованная сталь, RAL 7032	Трубы теплообменника:	Медь
		Ребра:	алюминий
Поверхность теплообмена:	103,6 м <sup>2</sup>	Присоединения	
Емкость труб:	21 л	– входной патрубков:	35,0 × 1,50 мм
Шаг ребер:	2,20 мм	– выходной патрубков:	28,0 × 1,50 мм
Проходы:	6	– нитки трубопровода:	20
Сухой вес:	152 кг		



Рис. 2.38. Таблица параметров для выбора конденсатора (окончание)

Размеры (мм):	
L	= 1850 мм
B	= 895 мм
H	= 950 мм
R	= 100 мм
L1	= 1775 мм
H1	= 400 мм
S	= 50 мм



Примечание: чертежи и размеры действительны не для всех вариантов оборудования.

#### 2.4.2.1. Выбор единого конденсатора для двух холодильных установок

Описанный выше метод выбора обычно применяют на практике и в отношении двух отдельных холодильных систем. Но как выбрать единый конденсатор сразу для двух холодильных установок?

1.  $Q_{c, NK} = 102,61$  кВт.

2.  $Q_{c, ТК} = 24,71$  кВт.

(NK – нормальное (стандартное) охлаждение, ТК – замораживание.)

С учетом более совершенной системы управления вентиляторами для работы сразу с обеими установками проектируется двухканальный конденсатор типа GVH 067B/2x2L со следующими техническими характеристиками:

Рис. 2.39. Таблица параметров для выбора конденсатора

При следующих заданных значениях:

- число контуров 1;
- производительность 128,0 кВт;
- хладагент R507;
- температура конденсации 45,0°C;
- температура воздуха на входе 32,0°C;
- влажность воздуха 40,0%

могут быть рекомендованы приведенные ниже устройства:

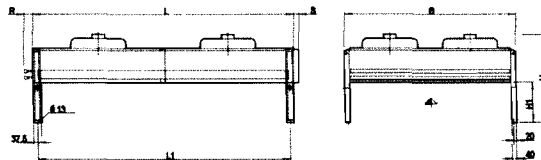
Модель	Мощность, кВт	Поверхность, м <sup>2</sup>	Воздух, м <sup>3</sup> /час	Звуковое давление, дБ(А)	Характеристики двигателя	кВт	А	об/мин
1 GVH 082A/2-N(D)	118,210	347,9	34100	59	2,00	4,0	880	
2 GVH 082B/2-N(D)	136,971	425,2	37600	59	2,00	4,0	880	
3 GVH 067B/3-N(D)	132,400	251,2	42830	68	2,20	4,3	1340	
4 GVH 052C/2x2-N(D)	118,300	299,3	32880	60	0,78	1,35	1340	
5 GVH 092A/2-N(S)	119,215	347,9	34500	59	2,50	4,3	700	
6 GVH 092A/2-N(D)	141,834	347,9	44800	65	3,60	7,2	890	
7 GVH 067B/4-L(D)	132,543	336,1	36760	57	0,76	1,5	870	
8 GVH 082C/2-L(D)	123,497	502,6	30300	53	1,05	2,4	680	
9 GVH 082C/2-N(S)	121,525	502,6	29600	53	1,25	2,3	660	

Рис. 2.39. Таблица параметров для выбора конденсатора (окончание)

Модель	Мощность, кВт	Поверхность, м <sup>2</sup>	Воздух, м <sup>3</sup> /час	Звуковое давление, дБ(А)	Характеристики двигателя	кВт	А	об/мин
10 GVH 082C/2-N(D)	152,220	502,6	40100	59	2,00	4,0	880	
11 GVH 092B/2-L(D)	138,672	425,2	38200	59	1,75	3,6	680	
12 GVH 067C/3-N(S)	121,732	296,5	34500	61	1,30	2,5	1000	
13 GVH 067C/3-N(D)	145,233	296,5	44770	68	2,20	4,3	1340	
14 GVH 092B/2-N(S)	143,410	425,2	40100	59	2,50	4,3	700	
15 GVH 092B/2-N(D)	169,326	425,2	51400	65	3,60	7,2	890	
16 GVH 067B/2x2-L(D)	130,763	332,4	36630	57	0,76	1,5	870	
17 GVH 102A/2-S(D)-F4	118,555	412,4	36800	49	0,86	2,0	420	
18 GVH 092C/2-L(S)	125,949	502,6	31100	54	1,20	2,3	520	
19 GVH 092C/2-L(D)	157,463	502,6	42000	59	1,75	3,6	680	
20 GVH 052A/2x3-N(S)	118,468	313,7	33780	55	0,66	0,94	1000	

Рис. 2.40. Таблица параметров для выбора конденсатора

Конденсатор	GVH 067B/2X2-L(D)		
<b>Производительность:</b>	128,0 кВт	<b>Хладагент:</b>	<b>R507<sup>(1)</sup></b>
Объемный расход воздуха:	36 630 м <sup>3</sup> /час	Температура нагретого газа:	74,0°C
Воздух на входе:	32,0°C	Температура конденсации:	44,7°C
Геодезическая высота:	0 м	Выход конденсата:	43,6°C
Вентиляторы:	4 шт. 3~400 В 50 Гц	Уровень звукового давления: на расстоянии:	57 дБ(А) <sup>(2)</sup> 5,0 м
Характеристика двигателей		звуковая мощность:	83 дБ(А)
– число оборотов:	870 в мин		
– мощность:	0,76 кВт		
– потребление тока:	1,5 А		
Корпус:	Оцинкованная сталь, RAL 7032	Трубы теплообменника:	Медь
Поверхность теплообмена:	332,4 м <sup>2</sup>	Ребра:	алюминий
Емкость труб:	74 л	Присоединения	
Шаг ребер:	2,20 мм	– входной патрубков:	54,0 × 2,00 мм
Проходы:	6	– выходной патрубков:	42,0 × 1,50 мм
Сухой вес:	452 кг	– нитки трубопровода:	54
<b>Размеры (мм):</b>			
L = 2250 мм			
B = 2195 мм			
H = 1150 мм			
R = 130 мм			
L1 = 2175 мм			
H1 = 600 мм			
S = 50 мм			



Примечание: чертежи и размеры действительны не для всех вариантов оборудования.

Чтобы на практике правильно рассчитать производительность каждого участка для отдельных теплообменных секций конденсаторов, предлагается использовать следующую методику:

- 1) выбранный конденсатор имеет 54 участка;
- 2) производительность каждого участка составит:  $128 \text{ кВт} : 54 = 2,37 \text{ кВт}$ ;
- 3) число участков при положительном варианте:  $102,61 \text{ кВт} : 2,37 \text{ кВт} = 43,29$ ;
- 4) число участков при отрицательном варианте:  $24,71 \text{ кВт} : 2,37 \text{ кВт} = 10,43$ .

Результат:  $43 + 11 = 54$  (общее число участков).

### 2.4.3. Проектирование конденсатора с радиальным вентилятором

#### 2.4.3.1. Практический пример

На потребительском рынке в зоне режима охлаждения, то есть при  $t_0 = -15^\circ\text{C}$ , смонтировано 12 охлаждаемых объектов, представленных следующим образом (значения холодопроизводительности взяты из таблиц параметров торгового холодильного оборудования либо определены путем вычислений):

Участок охлаждения (торговое холодильное оборудование)	Холодопроизводительность $Q_0$ (кВт)	Температура кипения	
		$t_{o1}$ номин. значение	$t_{o2}$ эфф. значение
Такая градация касается только торгового холодильного оборудования!			
Поз. 1 Охлаждаемый прилавок для сыров (+4/+6°C) 2 × Celsior VBU 375 B46 A7	$2 \times 0,75 = 1,50$	-10	-8,0
Поз. 2 Охлаждаемый прилавок для колбас (+2/+4°C) 2 × Celsior VBU 375 B46 A7	$2 \times 0,83 = 1,66$	-10	-9,5
Поз. 3 Охлаждаемый прилавок для мяса (0/+2°C)			
1 × Celsior VBU 375 B46 A7	$1 \times 0,88 = 0,88$	-10	-11,0
1 × Celsior VBU 190 B46 A7	$1 \times 0,40 = 0,40$	-10	-11,0
3 × Celsior VBU 375 B46 A7	$3 \times 0,88 = 2,64$	-10	-11,0
Поз. 4 Охлаждаемая витрина островного типа для колбас (+2/+4°C)			
3 × Celsior VFI 375 B45 G	$3 \times 1,08 = 3,24$	-10	-9,0
Поз. 5 Охлаждаемая витрина для мяса (+2/+4°C)			
4 × Celsior VFR 375 B45 G	$4 \times 6,00 = 24,00$	-10	-10,0
Поз. 6 Охлаждаемая витрина для молочных продуктов (+5/+7°C)			
3 × Celsior VMR 375 B25	$3 \times 3,65 = 10,96$	-10	-5,0
Поз. 7 Витрина для деликатесов (+2/+4°C)			
3 × Celsior VMR 375 B25	$3 \times 4,32 = 12,96$	-10	-8,0
Поз. 8 Холодильная камера для молочных продуктов (+6°C)	2,00	-10	-3,0
Поз. 9 Холодильная камера для сыров (+8°C)	1,60	-10	-1,0
Поз. 10 Холодильная камера для колбас (+2°C)	2,40	-10	-7,0
Поз. 11 Холодильная камера для мяса (0°C)	3,10	-10	-9,0
Поз. 12 Цех переработки мяса (+14°C)	8,50	-10	+4,0

При выборе комбинированной холодильной установки за основу берется так называемое номинальное значение температуры кипения  $t_{o1}$ , а для диапазона выше этого значения, то есть при эффективной температуре испарения  $t_{o2}$ , рекомендуется применять регуляторы давления кипения.

В результате удастся удерживать на требуемом уровне не только температуру холодильной камеры, но и оптимальную для конкретного охлаждаемого продукта влажность.

Но в этом случае для каждого объекта охлаждения проектируется соответствующая холодильная машина. В качестве хладагента задается R134a фирмы Копеланд.

Поз. 1	Охлаждаемый прилавок для сыров $t_o = -10^\circ\text{C}$ $Q_o = 1,5 \text{ кВт}$	DKL-7X $t_o = -10^\circ\text{C}, t_c = +45^\circ\text{C}$ $Q_o = 1\,453 \text{ Вт}$ $P_{к1} = 690 \text{ Вт}$
Поз. 2	Охлаждаемый прилавок для колбас $t_o = -10^\circ\text{C}$ $Q_o = 1,66 \text{ кВт}$	DKSJ-10X $t_o = -10^\circ\text{C}, t_c = +45^\circ\text{C}$ $Q_o = 1\,850 \text{ Вт}$ $P_{к1} = 840 \text{ Вт}$
Поз. 3	Охлаждаемый прилавок для мяса $t_o = -10^\circ\text{C}$ $Q_o = 3,92 \text{ кВт}$	DLL-30X $t_o = -12^\circ\text{C}, t_c = +45^\circ\text{C}$ $Q_o = 4\,643 \text{ Вт}$ $P_{к1} = 2\,270 \text{ Вт}$
Поз. 4	Охлаждаемая витрина островного типа для колбас $t_o = -10^\circ\text{C}$ $Q_o = 3\,649 \text{ Вт}$	DLJ-20X $t_o = -12^\circ\text{C}, t_c = +45^\circ\text{C}$ $Q_o = 3,24 \text{ кВт}$ $P_{к1} = 1\,512 \text{ Вт}$
Поз. 5	Охлаждаемая витрина для мяса $t_o = -10^\circ\text{C}$ $Q_o = 24 \text{ кВт}$	D4DJ-200X $t_o = -12^\circ\text{C}, t_c = +45^\circ\text{C}$ $Q_o = 24\,606 \text{ Вт}$ $P_{к1} = 10\,100 \text{ Вт}$
Поз. 6	Охлаждаемая витрина для молочных продуктов $t_o = -10^\circ\text{C}$ $Q_o = 10,96 \text{ кВт}$	D3DC-75X $t_o = -10^\circ\text{C}, t_c = +45^\circ\text{C}$ $Q_o = 11\,730 \text{ Вт}$ $P_{к1} = 4\,470 \text{ Вт}$
Поз. 7	Витрина для деликатесов $t_o = -10^\circ\text{C}$ $Q_o = 12,96 \text{ кВт}$	D3DC-75X $t_o = -10^\circ\text{C}, t_c = +45^\circ\text{C}$ $Q_o = 11\,730 \text{ Вт}$ $P_{к1} = 4\,470 \text{ Вт}$
Поз. 8	Холодильная камера для молочных продуктов $t_o = -3^\circ\text{C}$ $Q_o = 2,0 \text{ кВт}$	DKJ-7X $t_o = -4^\circ\text{C}, t_c = +45^\circ\text{C}$ $Q_o = 1\,928 \text{ Вт}$ $P_{к1} = 750 \text{ Вт}$
Поз. 9	Холодильная камера для сыров $t_o = -1^\circ\text{C}$ $Q_o = 1,6 \text{ кВт}$	DKM-5X $t_o = -2^\circ\text{C}, t_c = +45^\circ\text{C}$ $Q_o = 1\,601 \text{ Вт}$ $P_{к1} = 603 \text{ Вт}$

Поз. 10	Холодильная камера для колбас $t_o = -7^\circ\text{C}$ $Q_o = 2,40$ кВт	DKSJ-10X $t_o = -8^\circ\text{C}$ $Q_o = 2\ 340$ Вт $P_{к1} = 820$ Вт
Поз. 11	Холодильная камера для мяса $t_o = -9^\circ\text{C}$ $Q_o = 3,10$ кВт	DLF-20X $t_o = -10^\circ\text{C}, t_c = +45^\circ\text{C}$ $Q_o = 3\ 538$ Вт $P_{к1} = 1\ 560$ Вт
Поз. 12	Цех переработки мяса $t_o = +4^\circ\text{C}$ $Q_o = 8,5$ кВт	DLL-30X $t_o = +3^\circ\text{C}, t_c = +45^\circ\text{C}$ $Q_o = 8\ 985$ Вт $P_{к1} = 2\ 862$ Вт

Для режима замораживания в качестве хладагента выбирается R404A, а в отношении четырех имеющихся охлаждаемых объектов поступают следующим образом.

Охлаждаемый объект	$Q_o$ (кВт)	$t_{o1}$ номин.значение	$t_{o2}$ эфф.значение
Такая градация касается только торгового холодильного оборудования!			
Поз. 1 Низкотемпературная витрина островного типа ( $-18/-20^\circ\text{C}$ ) 3 × VT1 375 B75/85 G	3 × 1,55 = 4,65	-35	-35
Поз. 2 Низкотемпературная витрина островного типа ( $-18/-20^\circ\text{C}$ ) 3 × VT1 375 B75/85 G	3 × 1,55 = 4,65	-35	-35
Поз. 3 Низкотемпературная витрина островного типа для мороженого ( $-22/-24^\circ\text{C}$ )	3 × 2,58 = 7,74	-35	-40
Поз. 4 3 × VT1 375 B75/85 G Низкотемпературная камера ( $-20^\circ\text{C}$ )	2,80	-35	-30
<b>Компрессор:</b>			
Поз. 1 Низкотемпературная витрина островного типа 1 $t_o = -35^\circ\text{C}$ $Q_o = 4,65$ кВт	D3DA-75X $t_o = -37^\circ\text{C}, t_c = +40^\circ\text{C}$ $Q_o = 4\ 723$ Вт $P_{к1} = 3\ 476$ Вт		
Поз. 2 См. поз. 1	См. поз. 1		
Поз. 3 Низкотемпературная витрина островного типа для мороженого $t_o = -40^\circ\text{C}$ $Q_o = 7,74$ кВт	D4DL-150X $t_o = -42^\circ\text{C}, t_c = +40^\circ\text{C}$ $Q_o = 9\ 010$ Вт $P_{к1} = 7\ 500$ Вт		
Поз. 4 Низкотемпературная камера $t_o = -30^\circ\text{C}$ $Q_o = 2,80$ кВт	D2DD-50X $t_o = -30^\circ\text{C}, t_c = +40^\circ\text{C}$ $Q_o = 3\ 355$ Вт $P_{к1} = 2\ 313$ Вт		

### 2.4.3.2. Выбор конденсатора с радиальным вентилятором

Выбор характеристик такого конденсатора облегчается при наличии предоставленной изготовителем таблицы параметров (см. табл. 2.15). Сначала в нее заносятся (слева направо) 16 охлаждаемых объектов, хладагенты, типы компрессоров, холодопроизводительность компрессоров, мощность на зажимах, температура кипения, производительность конденсатора и температура воздуха на входе.

По рис. 2.41 определяются для охлаждения и замораживания два поправочных коэффициента  $f_2$ , отражающие другую разность температур на входе.

$f_2$ , охлаждение = 0,85;

$f_2$ , замораживание = 0,50.

$$Q_N = \frac{Q}{f_2}$$

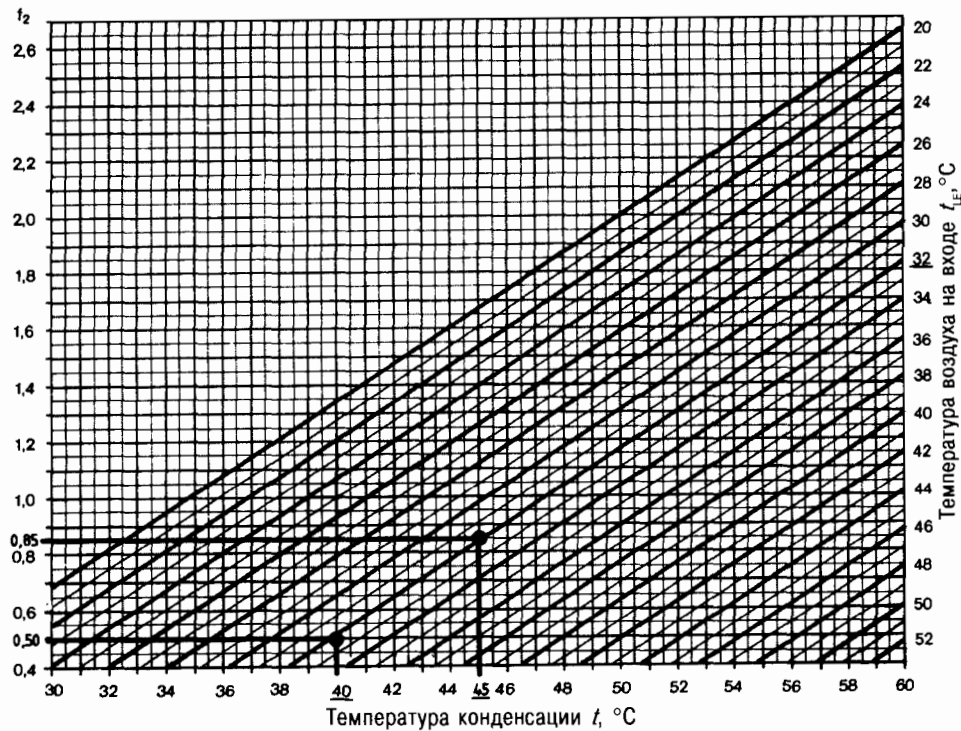


Рис. 2.41. Поправочные коэффициенты для температуры воздуха на входе









В приведенном примере должен быть предусмотрен конденсатор с радиальным вентилятором для так называемого многоконтурного применения.

При этом параметры агрегата выбираются в зависимости от определяемого числа секций теплообменника.

Необходимо поступить следующим образом.

Допустим, изготовитель указывает стандартную производительность теплообменной секции 1279 Вт. Номинальная производительность конденсатора дается с расчетом значения температуры воздуха на входе  $t_{t_c} = 25^\circ\text{C}$  и температуры конденсации  $t_c = +40^\circ\text{C}$ . Поправочный коэффициент  $f_2$  для разности температур приточного воздуха определяется по диаграмме 2 и умножается на стандартную производительность теплообменной секции; результатом будет скорректированная производительность данной секции теплообменника. Для получения требуемого числа таких секций на один объект охлаждения надо соответствующую производительность конденсации разделить на скорректированную величину производительности секции с целесообразным округлением результата. Этот показатель является решающим фактором при выборе параметров конденсатора.

В данном примере соответствующее сложение дает в сумме число 164.

По каталогу выбирается конденсатор типа URВ 18-4-164 (см. табл. 2.16).



Таблица 2.16. Исполнение модели URВ

Тип вентилятора	Число вентиляторов	Число секций	Номинальная производительность, $\Delta t = 15 \text{ K}$		Объемный расход воздуха $\text{м}^3/\text{час}$	Поверхность теплообмена $\text{м}^2$	Двигатели в стандартном исполнении							
			Вт	ккал/час			Кол-во	кВт	Ампер/380 В	мм вод.ст.	дБ(А)/5 м			
18	4	158	202100	173 800	61 400	593	4	4,0	8,8	12	73			
18	4	160	204700	176 000	62 200	600	4	4,0	8,8	12	73			
18	4	162	207200	178 200	63 000	608	4	4,0	8,8	12	73			
18	4	164	209800	180 400	63 800	615	4	4,0	8,8	12	73			
18	4	166	212300	182 600	64 500	623	4	4,0	8,8	11	74			
18	4	168	214900	184 800	65 300	630	4	4,0	8,8	11	74			
Двигатели в усиленном исполнении							Размеры							
Количество	кВт	Амп./380 В	мм вод.ст.	Макс. допустимая громкость дБ(А)/5м	Исполнение	Число опор	L	L <sub>1</sub>	B	D	H	H <sub>1</sub>	Емкость труб, л	Вес, кг
							мм	мм	мм	мм	мм	мм		
4	5,5	12	25	74	II	6	4600	1150	1000	630	1990	1000	72	1275
4	5,5	12	25	74	II	6	4600	1150	1000	630	1990	1000	73	1278

Таблица 2.16. Исполнение модели URB (окончание)

Двигатели в усиленном исполнении							Размеры							
Количество	Амп./мм		Макс. допустимая громкость	Исполнение	Число опор	L	L <sub>1</sub>	B	D	H	H <sub>1</sub>	Емкость труб, л	Вес, кг	
	кВт	В												вод. ст
4	5,5	12	25	74	II	6	4600	1150	1000	630	1990	1000	73	1281
4	5,5	12	25	74	II	6	4600	1150	1000	630	1990	1000	74	1283
4	5,5	12	24	75	II	6	4600	1150	1000	630	1990	1000	75	1286
4	5,5	12	24	75	II	6	4600	1150	1000	630	1990	1000	76	1289

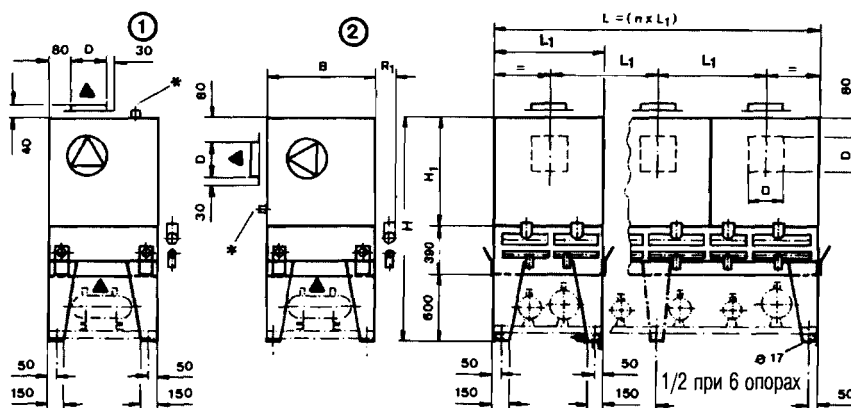


Рис. 2.42.

В документации изготовителя указано, что конденсатор имеет номинальную производительность 209,80 кВт.

Убедимся в правильности данного параметра:

1. Сумма всех величин производительности конденсации в режиме охлаждения (НК):  $Q_{C, NC} = 108\,993$  Вт.

2. Сумма всех величин производительности конденсации в режиме замораживания (ТК) дает:  $Q_{C, TC} = 38\,576$  Вт.

3.  $Q_{C, номин, NC} = Q_{C, NC} : f_2 = 108\,993 \text{ Вт} : 0,85 = 128\,227$  Вт.

4.  $Q_{C, номин, TC} = Q_{C, TC} : f_2 = 38\,576 \text{ Вт} : 0,50 = 77\,152$  Вт.

5.  $Q_{C, номин, общ} = 205,38$  Вт.

Итак, произведенная проверка подтверждает правильность сделанного выбора.

#### 2.4.4. Контрольные задания

1. Рассчитать полугерметичные холодильные компрессоры как в режиме охлаждения, так и в режиме замораживания при работе с хладагентом R 507 (фирма Битцер).

Примечание: если имеющейся холодопроизводительности недостаточно, можно объединить два охлаждаемых объекта для одной машины.

2. Выбрать параметры конденсатора с радиальным вентилятором для компрессора фирма Гюнтнер, расчет которого осуществлен в задании 1.

*Варианты решений*

К п. 1. Расчет компрессоров

**Режим охлаждения:**

Поз. 1	2НС – 1.2У	1,81/0,85	R 134a
Поз. 2	2НС – 1.2У	1,81/0,85	R 134a
Поз. 3	2CL – 3.2У	4,0/1,81	R 134a
Поз. 4	2DL – 2.2У	3,27/1,48	R 134a
Поз. 5	4G – 20.2У	22,3/4,61	R 134a
Поз. 6	4Т – 8.2У	11,81/4,9	R 134a
Поз. 7	4Р – 10.2У	14,03/5,83	R 134a
Поз. 8	2НС – 1.2У	2,43/0,95	R 134a
Поз. 9	2НС – 1.2У	2,67/0,98	R 134a
Поз. 10	2GC – 2.2У	2,38/1,06	R 134a
Поз. 11	2EL – 2.2У	3,09/1,37	R 134a
Поз. 12	2CL – 3.2У	8,15/2,55	R 134a

**Режим замораживания:**

Поз. 1	4V – 6.2У*	4,63/3,52	R 404A
Поз. 2	4V – 6.2У*	4,63/3,52	R 404A
Поз. 3	4Н – 15.2У	8,11/6,47	R 404A
Поз. 4	2DL – 2.2У	2,76/1,93	R 404A

\* с охлаждением головки цилиндра

К п. 2. Конденсатор с радиальным вентилятором фирмы Гюнтер типа URB 18-4-160.

**2.5. Расчет трубопроводов холодильной установки**

В холодильных установках, работающих на хладагентах H-FKW или H-FCKW и азеотропных смесях, предназначенные для них трубопроводы и фитинги выполняются из меди. В ДИН 8905, ч. 1, установлены нормативы для «труб холодильных установок с герметичными и полугерметичными компрессорами» с наружным диаметром до 54 мм, и определены технические условия поставок таких изделий (табл. 2.17).

Медные трубы диаметром  $d_a > 54$  мм в настоящее время для холодильников уже не поставляются.

Через оптовую торговую сеть холодильной техники прямо со склада предлагаются трубы размерами 64 × 2 мм; 70 × 2 мм; 76 × 2 мм; 89 × 2 мм и 108 × 2,5 мм.

Здесь имеются как штанговые трубы (длиной 5 м) из меди с  $d_a = 10 \times 1$  мм, прочностью F 36, что соответствует пределу прочности на растяжение  $R_m = 360$  Н/мм<sup>2</sup>, так и свернутые в кольца медные трубки с  $d_a = 6 \times 1$  мм до  $d_a = 22 \times 1$  мм и прочностью F 22, что соответствует пределу прочности на растяжение  $R_m = 220$  Н/мм<sup>2</sup>.

Все относящиеся сюда медные фитинги стандартизованы в ДИН 2856.

Таблица 2.17. Трубы для холодильных установок с герметичными и полугерметичными компрессорами

Наружный диаметр $d_a^{1)}$ номинальный размер, мм	Толщина стенки $s^{1)}$ номинальный размер, мм	Масса в пересчете на длину, кг/м
2	0,5	0,021
3	1	0,056
4	1	0,084
5	1	0,112

Таблица 2.17. Трубы для холодильных установок с герметичными и полугерметичными компрессорами (окончание)

Наружный диаметр $d_n^{1)}$ номинальный размер, мм	Толщина стенки $s^{1)}$ номинальный размер, мм	Масса в пересчете на длину, кг/м
6 <sup>4)</sup>	1	0,140
8 <sup>4)</sup>	1	0,196
10 <sup>4)</sup>	1	0,252
12 <sup>4)</sup>	1	0,308
15 <sup>4)</sup>	1	0,391
18 <sup>4)</sup>	1	0,475
22 <sup>4)</sup>	1	0,587
28 <sup>4)</sup>	1,5	1,11
35 <sup>4)</sup>	1,5	1,40
42 <sup>4)</sup>	1,5	1,71
54 <sup>4)</sup>	2	2,91

<sup>1)</sup> Другие размеры – по договоренности.

<sup>4)</sup> Для этих наружных диаметров предусмотрены фитинги согласно ДИН 2856. При выборе (по договоренности) иных размеров допуски соответствуют следующему (более высокому) значению по ДИН 59753.

При расчете трубопроводов холодильной установки необходимо учитывать три важных параметра:

- 1) потерю напора;
- 2) возврат масла;
- 3) скорость течения.

Потеря напора в трубопроводах, который можно выразить как разность температур ( $\Delta T$ ), напрямую воздействует на холодопроизводительность установки в силу снижения мощности при возрастающей разности давлений.

В табл. 2.18 приведен принятый на практике допустимый перепад температур в трубопроводах. Как уже отмечалось выше, точность выбора параметров компрессоров и, соответственно, конденсаторных агрегатов заметно возрастает, если заранее принимается в расчет возможная потеря давления (температуры) во всасывающей линии.

Таблица 2.18. Допустимое падение температуры

Вид трубопровода	Условное обозначение	Потеря температуры, К (рекомендация)
Всасывающий трубопровод	SL	от 1 до 2
Напорный трубопровод	DL	от 1 до 2
Жидкостный трубопровод	FL	около 0,5
Трубопровод конденсатора	VL	около 0,5

Таблица 2.19. Скорость течения в трубопроводах, м/с

Вид трубопровода	Рассол, гликолевая смесь	Вода	Хладагент
Всасывающий трубопровод	0,5–1,5	0,5–2	6–12
Напорный трубопровод	1–2	1,5–3	6–15
Жидкостный трубопровод			0,3–1,2

Для скорости течения действительны полученные опытным путем данные, которые необходимо учитывать при пересчетах и проверке результатов вычислений.

### 2.5.1. Скорость движения хладагента и потеря давления в трубопроводах

Необходимость тщательного расчета трубопровода объясняется, в частности, фактом возрастания потери давления пропорционально квадрату скорости движения хладагента (течения).

По закону неразрывности вычисляем объемный расход хладагента:

$$V = A \cdot w, \text{ м}^3/\text{с}, \text{ где } w, \text{ м/с}; A = (d_i^2 \cdot \pi) : 4, \text{ м}^2 \quad (1)$$

при  $V = m/\rho$  и  $m = V \cdot \rho$  получаем:

$$V = \frac{m}{\rho} \quad (2)$$

и

$$m = V \cdot \rho \quad (3)$$

Применительно к холодильной технике данный расчет следующий.

Объемный расход хладагента есть частное от деления его массового расхода на плотность, то есть:

$$m_R/\rho_R = (d_i^2 \cdot \pi \cdot w) : 4, \text{ кг м}^3/\text{с кг} = (\text{м}^2 \cdot \text{м}) / \text{с} = \text{м}^3/\text{с}. \quad (4)$$

Массовый расход циркулирующего через испаритель хладагента  $m_R$  при определенной разности энтальпий  $\Delta h$  составит:

$$\begin{aligned} q_{ON} &= h_1 - h_4, \text{ кДж/кг}, \\ m_R &= Q_o/q_{ON}, \text{ кг/с с } Q_o, \text{ кДж/с}, \\ & \quad Q_{ON}, \text{ кДж/кг}. \end{aligned} \quad (5)$$

При подстановке в уравнение (4) получаем:

$$Q_o : (q_{ON} \cdot c_R) = (d_i^2 \cdot \pi \cdot w) : 4, \text{ кДж/с}$$

и последовательно вычисляем следующие значения:

$$Q_o = (d_i^2 \cdot \pi \cdot w \cdot q_{ON} \cdot \rho_R) : 4, \text{ кДж/с}, \quad (6)$$

$$w = (Q_o \cdot 4) : (d_i^2 \cdot \pi \cdot w \cdot q_{ON} \cdot \rho_R), \text{ м/с}, \quad (7)$$

$$d_i = \sqrt{\frac{Q_o \cdot 4}{w \cdot \pi \cdot q_{ON} \cdot \rho_R}}, \text{ м}. \quad (8)$$

В целях обеспечения надежной подачи масла к компрессору рекомендуется пересчитать скорость движения инжектируемого газа с применением приведенной выше формулы (7) и согласовать полученное значение с данными табл. 2.19.

Как видно из уравнения (7), изменение диаметра трубопровода оказывает существенное влияние на скорость течения. Это подтверждается следующим примером:

$$\begin{aligned}
 Q_o &= 21 \text{ кВт}; & \text{всасывающий трубопровод: } d_a &= 42 \times 1,5 \text{ мм; R 407C;} \\
 t_o &= -10^\circ\text{C}; & t_1 &= -4^\circ\text{C}; \rho_R = 12,44 \text{ кг/м}^3; \\
 t_c &= +45^\circ\text{C}; & t_3 &= +43^\circ\text{C}; h_3 = h_4 = 269,24 \text{ кДж/кг;} \\
 h_1 &= 418,89 \text{ кДж/кг;} \\
 q_{ON} &= h_1 - h_4, \text{ кДж/кг;} \\
 q_{ON} &= 418,89 - 269,24 = 149,65; \\
 q_{ON} &= 149,65 \text{ кДж/кг;} \\
 w &= (21 \cdot 4) : (0,039^2 \cdot \pi \cdot 149,65 \cdot 12,44) = 9,44 \text{ м/с.}
 \end{aligned}$$

Если теперь диаметр всасывающего трубопровода уменьшить до  $d_a = 35 \times 1,5$  мм, скорость течения здесь резко возрастет, как доказывает пересчет приведенного выше примера:

$$w = (21 \cdot 4) : (0,032^2 \cdot \pi \cdot 149,65 \cdot 12,44) = 14,03 \text{ м/с.}$$

Такой результат означал бы недопустимо высокое значение скорости потока, так как потеря давления, как мы увидим дальше, возрастает пропорционально квадрату скорости течения.

Предлагается следующая формула расчета потерь давления на прямом участке трубопровода:

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{d_i} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2, \text{ Н/м}^2, \quad (9)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения трубы (без единицы измерения);

$l$  – длина трубы, м;

$d_i$  – внутренний диаметр трубы, м;

$\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$w$  – скорость течения, м/с.

Коэффициент трения трубы  $\lambda$  есть функция критерия Рейнольдса:  $Re = \frac{w \cdot d}{\nu}$ .

Это не обладающий единицей измерения показатель, используемый для оценки формы течения (потока).

В основе режимов течения (гидравлики потока) в обычных холодильных установках лежит турбулентное течение с  $Re > 2320$ .

В холодильной технике коэффициент трения трубопровода  $\lambda$  указывается для медных труб с  $\lambda_{Cu} = 0,03$ , хотя расчеты автора по формуле Никурадзе для  $10^5 < Re < 10^8$  с:

$$\lambda = 0,0032 + (0,221 : Re^{0,237}) \text{ и}$$

$$Re = \frac{w \cdot d_i}{\nu}, \text{ а также } w = \frac{\pi}{\rho}$$

для R 22 при  $t_o = -7^\circ\text{C}$  дают значение  $\lambda = 0,016$ .

Графическое решение приводит к такому же результату, определенному в  $\lambda$ -диапазоне Блазиуса для гладких труб при турбулентном течении.

На практике используется обычно значение  $\lambda = 0,03$ .

Потеря давления в зоне местных сопротивлений трубопроводной сети, вызванная, например, наличием отводов под углом  $90^\circ$ , тройников, переходных штуцеров, расширенных участков и т.д., вычисляется по формуле:

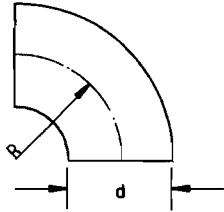
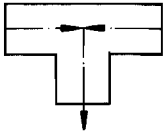
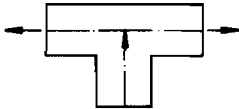
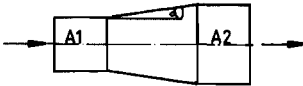
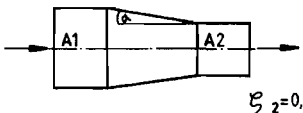
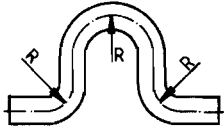
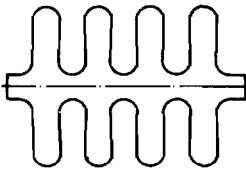

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2, \text{ Н/м}^2, \quad (10)$$

где  $\zeta$  – коэффициент сопротивления (без единицы измерения);

$\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$w$  – скорость течения, м/с.

Таблица 2.20. Коэффициенты сопротивления

Конструктивный элемент	Схема	Значение $\zeta$ (дзета)	
		$R/d$	$\zeta$
Отвод крутоизогнутый 90°		0,5	1,0
		0,75	0,5
		1,0	0,25
		1,5	0,15
		2,0	0,1
		3,0	0,1
4,0	1,0		
Тройник		1,4	
Тройник		1,4	
		$\alpha$	$\zeta_1$
Расширение		5°	0,15
		7,5°	0,20
		10°	0,25
		15°	0,4
Сужение		22,5°	0,6
		30°	0,8
		45°	0,9
		90°	1,0
Компенсатор линейного расширения, лирный компенсатор		$R \geq 3d$	0,4
		$R \geq 8d$	0
Волнистый трубный компенсатор			2,0
Муфта			1,0



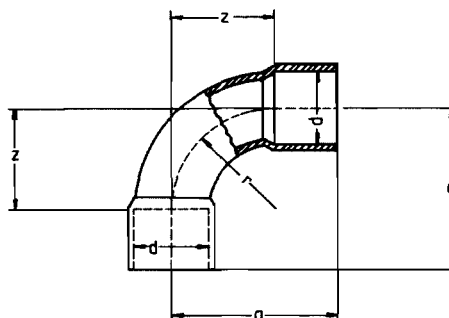
Значения  $\zeta$  (коэффициент сопротивления) для конструктивных элементов обычно берутся из специальной литературы. В табл. 2.20 приведены некоторые из таких значений.

Для изготовителей деталей и узлов (например, обратных или электромагнитных клапанов) уже становится традицией указывать в сопроводительной технической документации соответствующие значения  $k_v$  (коэффициент пропускной способности) для своих изделий.

В разделе 2.6 показано, как проводится расчет значения  $k_v$  и определяемой на этой основе потери давления в соответствующей арматуре.

Таблица. 2.21. Определение  $r/d$

$d$	$A$	$r$	$Z$
6	15	9	9
8	21	12	12
10	25	15	15
12	25	17	17
15	33	20,5	20,5
16	35	23	23
18	40	25	25
22	47	30	30
28	58	39	39
35	76	52,5	52,5
42	92	63	63
54	115	81	81
64	129	96	96
70	138	105	105
76	147	114	114
80	153	120	120
89	169,5	133,5	133,5
104	197	156	156
108	203	162	162



Потери давления в трубопроводной системе определяются в итоге (без учета восходящего трубопровода):

$$\Delta P = \sum \left( \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \right) + \sum \left( \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \right), \text{ Н/м}^2. \quad (11)$$

Компоненты восходящей (подъемной) линии, например в жидкостном трубопроводе, когда термостатный расширительный клапан (TEV) смонтирован выше выходного отверстия коллектора, учитываются с помощью формулы:

$$\Delta P = h \cdot \rho \cdot g, \text{ Н/м}^2, \quad (12)$$

где  $h$  – высота восходящего участка трубопровода, м;

$\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – 9,81 м/с<sup>2</sup>,

что дает в результате:

$$\Delta P_{\text{общ}} = \left( \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \right) + \sum \left( \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \right) + h \cdot \rho \cdot g, \text{ Н/м}^2. \quad (13)$$

**Примечание:** в случае жидкостного трубопровода, где термостатный расширительный клапан смонтирован ниже уровня коллектора, вычисленная разность давлений как «рост давления» в нисходящей линии вычитается из  $\Delta P_{\text{общ}}$ .

*Пример*

Вычислить скорость течения и потерю давления в представленном ниже жидкостном трубопроводе (рис. 2.43).

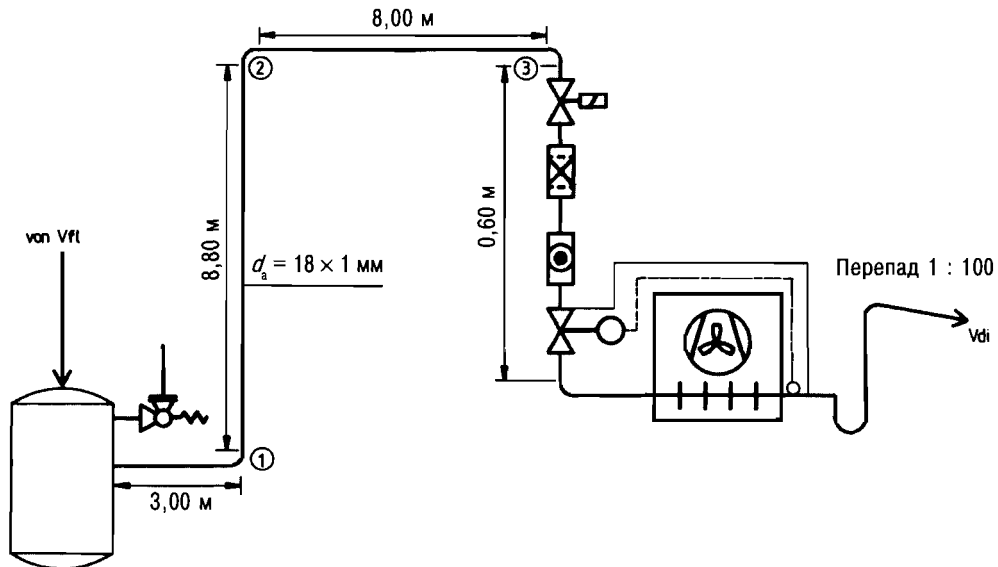


Рис. 2.43.

**Технические характеристики:**

R 470 C;  $Q_o = 21$  кВт;  $t_o = -10^\circ\text{C}$ ;  $t_v = -4^\circ\text{C}$ ;  $t_c = +45^\circ\text{C}$ ;

$t_3 = +43^\circ\text{C}$ ;  $h_4 = 269,24$  кДж/кг;

$h_v = 418,89$  кДж/кг;  $c_R = 1,049$  кг/дм<sup>3</sup> = 1 049 кг/м<sup>3</sup>; FL = 18 × 1 мм;

$h_v - h_4 = 149,65$  кДж/кг;

$\Delta P_{\text{э/магнитн. кл}} = 0,06$  бар (на основе вычисления значения  $k_v$ );

$\Delta P_{\text{осушителя}} = 0,14$  бар по ДИН 8949;

$\Delta P_{\text{смотрового стекла}}$  = этой величиной можно пренебречь.

Скорость течения:

$$w = \frac{21,4}{(0,016)^2 \cdot \pi \cdot 149,65 \cdot 1049} = 0,67 \text{ м/с.}$$

При расчете прямых участков жидкостный трубопровод делится следующим образом:

1-й участок: от выходного отверстия коллектора к отводу 1;

2-й участок: от отвода 1 к отводу 2; восходящая линия;

3-й участок: от отвода 2 к отводу 3.

$$\Delta P_1 = 0,03 \cdot \frac{3,0}{0,016} \cdot \frac{1049}{2} \cdot (0,67)^2 = 1\,324,39.$$

$$\Delta P_1 = 1\,324,39 \text{ Н/м}^2.$$

$$\Delta P_2 = (8,80 \cdot 1049 \cdot 9,81) + \left[ 0,03 \cdot \frac{8,8}{0,016} \cdot \frac{1049}{2} \cdot (0,67)^2 \right].$$

$$\Delta P_2 = 90\,558,07 + 3\,884,89 = 94\,442,96 \text{ Н/м}^2.$$

$$\Delta P_3 = 0,03 \cdot \frac{8,8}{0,016} \cdot \frac{1049}{2} \cdot (0,67)^2 = 3\,531,72.$$

$$\Delta P_3 = 3\,531,72 \text{ Н/м}^2.$$

Расчет местных сопротивлений:

3 отвода под углом 90°:  $d_a = 18 \times 1 \text{ мм}$ ;

при  $r = 25 \text{ мм}$  и  $d_a = 18 \text{ мм}$  имеем:

$r/d = 1,39$ ; отсюда следует:  $\zeta = 0,15$ .

Поскольку поперечные сечения повсюду одинаковы, можно вести расчеты с:

$w = 0,67 \text{ м/с}$ ; отсюда следует:

$$\Delta P = \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2.$$

$$\Delta P = (0,15 + 0,15 + 0,15) \cdot \frac{1049}{2} \cdot (0,67)^2, \text{ Н/м}^2.$$

$$\Delta P = 105,95 \text{ Н/м}^2.$$

$$\Delta P_{\text{общ}} = 1\,324,39 + 99\,442,96 + 3\,531,72 + 105,95 + 6\,000 + 14\,000.$$

$$\Delta P_{\text{общ}} = 119\,405,02 \text{ Н/м}^2.$$

$$\Delta P_{\text{общ}} = 1,19 \text{ бар}.$$

Расчет переохлаждения для жидкого хладагента R 407C во избежание предварительного испарения на указанном выше участке трубопровода:

$$t_c = +45^\circ\text{C}: P_c = 19,560 \text{ бар}$$

$$t = +44^\circ\text{C}: P = 19,107 \text{ бар}$$

$$\Delta T = 1 \text{ К}: \Delta P = 0,453 \text{ бар/К}$$

Переохлаждение жидкого хладагента, К:

$$\frac{\Delta P_{\text{общ}}, \text{ бар}}{\Delta P, \text{ бар}} = \frac{1,19}{0,453}.$$

Переохлаждение: 2,63 К.

**Примечание:** приблизительно можно вычислить падение давления для R407C на метр восходящего трубопровода:  $\Delta P = 0,111 \text{ бар/м}$ .

**Образец:**

$$8,80 \text{ м восходящего трубопровода} \times 0,111 \text{ бар/м} = 0,9768 \text{ бар} = 97\,680 \text{ Н/м}^2.$$

### 2.5.2. Выбор параметров всасывающего трубопровода по табличным данным

Вместо довольно трудоемкого «гидравлического» расчета трубопроводов рассмотрим здесь способ выбора параметров труб для подачи и отвода хладагента, ориентированный на соответствующие данные в табличной форме.

При таком методе расчета будем иметь дело не с коэффициентами сопротивления  $\zeta$ , а с эквивалентной длиной труб.

Если местное сопротивление (например, отвод под углом 90°) заменяется сопротивлением, соответствующим определенной длине выпрямленной трубы, то речь идет об эквивалентной длине трубопровода.

В приведенных далее табл. 2.22–2.25 представлены равнозначные величины длины труб для ряда встроенных элементов.

В табл. 2.26 указаны диаметры трубопроводов для хладагентов R 22 и R 407C в зависимости от холодопроизводительности с учетом  $\Delta T = 1,1$  на стороне всасывания и  $\Delta T = 0,6$  на напорной стороне и, соответственно, в жидкостном трубопроводе.

Температура конденсации составляет  $t_c = +40,6^\circ\text{C}$  для всех ячеек таблицы.

При иных значениях температуры конденсации достаточно указанную в таблице производительность умножить на соответствующий поправочный коэффициент.

Таблица 2.22. Эквивалентная длина труб для вентиля и медных фитингов  $l_{\text{экв}}$ , м (FAS, Sanha)

Медная труба, мм	Шаровой запорный вентиль/пайка	Угловой запорный вентиль HVE FAS	Отвод под углом 90° № 5002а	Отвод под углом 45° № 5041	Отвод под углом 180° № 5060	Переходное колено № 5085
6	0,03	—	0,10	0,10	—	—
8	0,05	—	0,10	0,10	—	—
10	0,20	—	0,15	0,15	0,25	—
12	0,55	1,50	0,20	0,15	0,30	0,70
15	0,20	2,10	0,25	0,20	0,40	1,00
18	0,45	3,10	0,30	0,20	0,50	1,40
22	0,20	2,70	0,40	0,25	0,60	1,80
28	0,35	11,90	0,45	0,30	0,75	—
35	0,45	6,60	0,60	0,40	0,80	—
42	0,70	8,60	0,70	0,60	1,00	—
54	0,60	19,00	0,90	0,75	1,35	—
64	—	—	1,10	0,75	1,80	—
76	—	42,00	1,30	0,90	2,20	—
89	—	—	1,55	1,05	2,55	—
108	—	—	1,90	1,25	3,15	—
133	—	—	2,35	1,55	3,90	—
159	—	—	1,80	1,90	4,65	—

Таблица 2.23. Эквивалентная длина труб для вентиля и медных фитингов  $l_{\text{экв}}$ , м (Bänninger)

Медная труба, мм	Гибкие трубы (шланги)	Тройник № 5130					
		Ответвление разделит.	Ответвление соединит.	Проход соединит.	Проход разделит.	Противоток разделит.	Противоток соединит.
6	0,50	0,30	0,20	0,15	0,05	0,30	0,70
8	0,22	0,45	0,30	0,20	0,10	0,45	1,10
10	1,00	0,60	0,45	0,30	0,15	0,60	1,45
12	1,20	0,80	0,55	0,35	0,20	0,80	1,80
15	1,55	1,00	0,70	0,45	0,25	1,00	2,35

Таблица 2.23. Эквивалентная длина труб для вентиля и медных фитингов  $l_{\text{экв}}$ , м (Bänninger) (окончание)

Тройник № 5130							
Медная труба, $d_p$ , мм	Гибкие трубы (шланги)	Ответвление разделит.	Ответвление соединит.	Проход соединит.	Проход разделит.	Противоток разделит.	Противоток соединит.
18	1,90	1,25	0,85	0,60	0,30	1,25	2,90
22	2,40	1,55	1,10	0,70	0,35	1,55	3,60
28	3,00	1,95	1,35	0,90	0,45	1,95	4,50
35	3,80	2,50	1,75	1,15	0,60	2,50	5,75
42	4,70	3,00	2,10	1,40	0,70	3,00	2,00
54	6,00	3,90	2,70	1,80	0,90	3,90	9,00
64	7,20	4,70	3,25	2,15	1,10	4,70	10,80
76	9,10	5,60	3,90	2,60	1,30	5,60	13,00
89	10,65	6,95	4,60	3,05	1,50	6,95	15,30
108	12,50	8,10	5,60	3,75	1,90	8,10	18,70
133	12,50	10,10	7,00	4,65	2,30	10,10	23,20
159	18,60	12,10	8,40	5,60	2,80	12,10	27,90

Таблица 2.24

$d_p$ , мм	$l_{\text{экв}}$ , мм	$d_p$ , мм	$l_{\text{экв}}$ , мм
8–6	0,10	28–18	0,60
10–6	0,15	28–22	0,60
10–8	0,15	35–15	0,70
12–8	0,20	35–18	0,75
12–10	0,20	35–22	0,85
15–10	0,30	35–28	0,95
15–12	0,30	42–22	1,00
18–10	0,30	42–28	1,10
18–12	0,35	42–35	1,30
18–15	0,40	54–28	1,40
22–12	0,40	54–35	1,50
22–15	0,50	54–42	1,80
22–18	0,55	76–54	2,60
28–10	0,50	89–76	3,30
28–12	0,50	108–89	4,30
28–15	0,60		

Переходные муфты № 5240.

 $l_{\text{экв}}$  в пересчете на малый диаметр.

Таблица 2.25. Эквивалентная длина труб для фильтра-осушителя хладагента  $l_{\text{экв}}$ , мм (Alco)

Тип осушителя	$l_{\text{экв}}$ , мм	$d_s$ , мм
032	0,40	6,0
052	0,40	6,0
082	0,40	6,0
162	0,40	6,0
053	2,70	10,0
083	1,90	10,0
163	1,55	10,0
303	1,55	10,0
084	2,00	12,0
164	1,20	12,0
304	0,90	12,0
414	0,85	12,0
165	1,95	15,0
305	1,80	15,0
415	1,20	15,0
417 S	6,70	22,0
757 S	3,20	22,0
759 S	7,90	28,0

Таблица 2.26. Медные трубопроводы для хладагентов R 22 и R 407C

<i>Всасывающий трубопровод для хладагентов R 22 / R 407C</i>															
Температура конденсации $t_c = +40,6^\circ\text{C}$ , эквивалентная длина труб $l_{\text{э}} = 30,50$ мм															
Разность температур $\Delta T = 1,1$ К, температура кипения $t_{\text{к}}$ , $^\circ\text{C}$															
Наружный диаметр трубы $d_n$ , мм															
$t_{\text{к}}$	6 × 1	8 × 1	10 × 1	12 × 1	15 × 1	18 × 1	22 × 1	28 × 1,5	35 × 1,5	42 × 1,5	54 × 2	62 × 2	76,1 × 2	88,9 × 2	108 × 2
<b>Холодопроизводительность <math>Q_{\text{кр}}</math>, кВт</b>															
+5	0,70	1,25	1,95	3,65	5,60	11,10	20,40	38,15	63,00	123,10	202,45	325,60	497,55	809,60	
-10	0,43	0,77	1,20	2,10	3,20	6,35	11,75	22,10	36,60	71,95	118,70	190,95	292,50	476,25	
-20	0,30	0,55	0,85	1,45	2,20	4,30	8,15	15,30	25,40	49,95	82,40	132,95	203,70	331,45	
-30	0,20	0,34	0,53	0,90	1,40	2,95	5,30	10,40	16,85	33,15	55,10	88,75	136,20	221,55	
-40					1,85	3,60	6,60	10,90	21,35	35,10	56,85	87,05	142,20		
<i>Для прочих температур конденсации действительно следующие:</i>															
+30°C	+35°C	+45°C	+50°C	+55°C	+60°C										
1,08	1,06	0,95	0,88	0,85	0,80										
<b>Напорный трубопровод для хладагентов R 22 / R 407C</b>															
Температура конденсации $t_c = +40,6^\circ\text{C}$ , эквивалентная длина труб $l_{\text{э}} = 30,50$ мм															
Разность температур $\Delta T = 0,6$ К, температура кипения $t_{\text{к}}$ , $^\circ\text{C}$															
<b>Холодопроизводительность <math>Q_{\text{кр}}</math>, кВт</b>															
+5	0,90	1,60	2,50	4,90	7,50	14,90	27,70	51,80	85,45	167,45	275,45	443,30	677,95	1 101,05	
-40	0,78	1,40	2,20	4,30	6,60	13,10	24,40	45,80	75,50	147,55	242,85	390,65	597,55	970,65	
<i>Для прочих температур конденсации действительно следующие:</i>															
+30°C	+35°C	+45°C	+50°C	+55°C	+60°C										
0,84	0,90	1,06	1,11	1,19	1,26										
<b>Производительность конденсатора для хладагентов R 22 / R 407C</b>															
температура конденсации $t_c = +40,6^\circ\text{C}$ , эквивалентная длина труб $l_{\text{э}} = 30,50$ мм															
разность температур $\Delta T = 0,6$ К, макс. скорость течения $w = 0,5$ м/с															
<b>Холодопроизводительность <math>Q_{\text{кр}}</math>, кВт</b>															
1,67	3,80	6,80	10,65	20,60	31,50	64,50	120,30	226,10	373,80	734,35	1 213,35	1 954,85	3 000,10	4 883,00	
<i>Для прочих температур конденсации действительно следующие:</i>															
+30°C	+35°C	+45°C	+50°C	+55°C	+60°C										
1,08	1,06	0,95	0,80	0,85	0,80										

**Пример:**

Имеем: холодильную установку с отдельным компрессором, конденсатором с воздушным охлаждением и воздухоохладителем.

**Технические характеристики:**

расход холода: 22 кВт;  $t_R = +2^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T_m = 8\text{ K}$ ; R 407C;

испаритель Küba SGBE 93 с:  $Q_o = 23,40\text{ кВт}$ ;  $t_o = -6^\circ\text{C}$ ;

присоединение на стороне всасывания 54 мм; падение температуры во всасывающей линии: 2 K;

компрессор фирмы Битцер 4P-15.2Y с:  $t_o = -8^\circ\text{C}$ ;  $t_c = +45^\circ\text{C}$ ;  $Q_o = 22,29\text{ кВт}$ ;  $P_{кп} = 9,36\text{ кВт}$ .

Присоединение запорного вентиля на стороне всасывания 35 мм; присоединение запорного вентиля на стороне нагнетания 28 мм.

Конденсатор Güntner GVH047C/2-N(W).

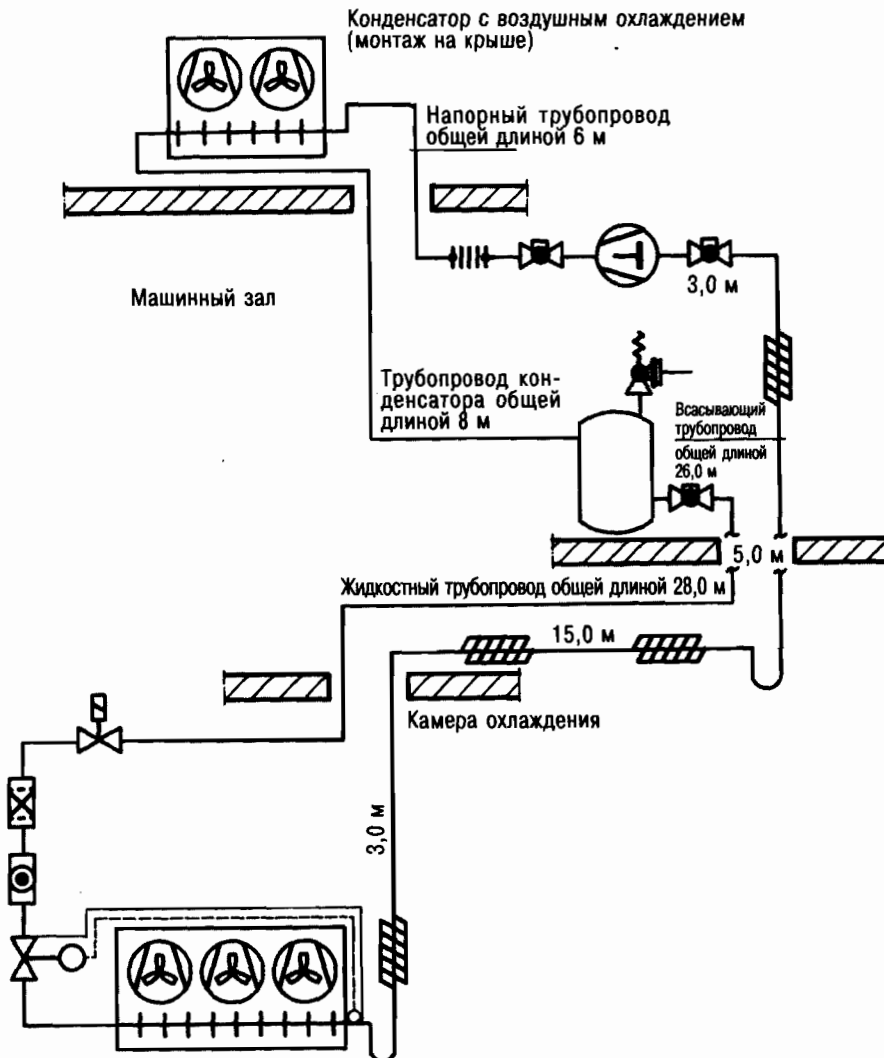


Рис. 2.44. Холодильная установка



Рис. 2.45. Таблица параметров воздухоохладителя Küba SGBE 93.  
Изделие № 2015.93

Холодопроизводительность $Q_0$ , кВт	Температура в камере $t_R$ , °C	Температура кипения $t_0$ , °C	Разность температур $\Delta T$ , К	Температура всасывания $t_{0h}$ , °C	Хладагент	Число оборотов, $n$ (в мин)
23,40	2,0	-6,0	8,0	-0,8	R407C	1400
<b>Технические характеристики</b>						
Объемный расход воздуха: 13 600 м <sup>3</sup> /час Дальность обдува: 45,0 м Площадь: 122,0 м <sup>2</sup> Расстояние между ребрами: 7,0 мм Емкость трубы: 29,7 л		Расчет оборудования на основе числа об. 1400 в мин $Q_0$ ( $\Delta T = 8,0$ К): 23,40 кВт $t_{0h}$ ( $\Delta T = 8,0$ К): -0,8°C $t_0$ ( $\Delta T = 8,0$ К): -6,0°C		Эл. оттаивание: 230 В-1/400 В-3-У Корпус: 9,38 кВт Ванна: 0,94 кВт Всего: 10,32 кВт		
<b>Вентилятор(ы)</b>						
3 шт.: 230/400±10% В-3-50/60 Гц; IP44 Диаметр лопасти: 500 мм Температурный диапазон: -40 до +45°C Звуковая мощность: 83 дБ (А) $L_{pA}$ на расстоянии 10 м: 52 дБ(А)		<b>Рабочие характеристики вентилятора:</b> Режим работы: 50 Гц Число оборотов: 1410 в мин Производительность: 360 Вт Потребление тока: 0,90 А		<b>Данные двигателя на фирменной табличке вентилятора:</b> Режим работы: 50 Гц Число оборотов: 1400 в мин Мощность: 450 Вт Потребление тока: 1,00 А		
Звуковое давление $L_{pA}$ относится к варианту монтажа под открытым небом (согласно ДИН 45635)						
<b>Размеры и масса</b>				<b>Материалы</b>		
Присоединение на входе: 22* мм Присоединение на выходе: 54 мм		Вес нетто: 160,0 кг Вес брутто: 211,0 кг		Трубы: медь Ребра: алюминий Корпус: Al; RAL 9018		
* многократный впрыск через распределитель Küba-CAL				Версия: 2002.031		

H = 660 мм  
B = 2625 мм  
T = 650 мм  
L = 495 мм  
F = 173 мм  
A = 160 мм  
W = 400 мм

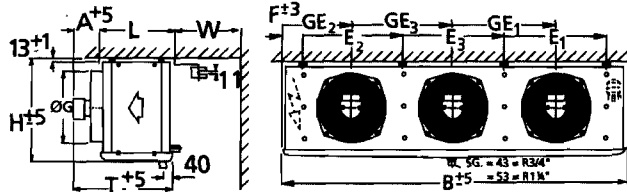


Рис. 2.46. Таблица параметров воздухоохладителя Küba SGBE 93.  
Изделие № 2015.93

Холодопроизводительность $Q_0$ , кВт	Температура воздуха на входе $t_{L1}$ , °C	Температура кипения $t_0$ , °C	Разность температур $\Delta T$ , К	Температура всасывания $t_{0h}$ , °C	Хладагент	Число оборотов, $n$ (в мин)
24,15	4,0	-6,0	10,0	0,5	R407C	1400
<b>Технические характеристики</b>						
Объемный расход воздуха: 13 600 м <sup>3</sup> /час Дальность обдува: 45,0 м Площадь: 122,0 м <sup>2</sup> Расстояние между ребрами: 7,0 мм Емкость трубы: 29,7 л		Расчет оборудования на основе числа об. 1400 в мин $Q_0$ ( $\Delta T = 10,0$ К): 24,15 кВт $t_{0h}$ ( $\Delta T = 10,0$ К): -0,5°C $t_0$ ( $\Delta T = 10,0$ К): -6,0°C		Эл. оттаивание: 230 В-1/400 В-3-У Корпус: 9,38 кВт Ванна: 0,94 кВт Всего: 10,32 кВт		

Рис. 2.46. Таблица параметров воздухоохладителя Küba SGBE 93. Изделие № 2015.93 (окончание)

Вентилятор(ы)		
3 шт.: 230/400±10% В-3-50/60 Гц; IP44 Диаметр лопасти: 500 мм Температурный диапазон: -40 до +45°C Звуковая мощность: 83 дБ (А) $L_{pA}$ на расстоянии 10 м: 52 дБ(А)	<b>Рабочие характеристики вентилятора:</b> Режим работы: 50 Гц Число оборотов: 1410 в мин Производительность: 360 Вт Потребление тока: 0,90 А	<b>Данные двигателя на фирменной табличке вентилятора:</b> Режим работы: 50 Гц Число оборотов: 1400 в мин Мощность: 450 Вт Потребление тока: 1,00 А
Звуковое давление $L_{pA}$ относится к варианту монтажа под открытым небом (согласно ДИН 45635)		
Размеры и масса		Материалы
Присоединение на входе: 22* мм Присоединение на выходе: 54 мм	Вес нетто: 160,0 кг Вес брутто: 211,0 кг	Трубы: медь Ребра: алюминий Корпус: Al; RAL 9018
* многократный впрыск через распределитель Küba-CAL		Версия: 2002.031

H = 660 мм  
B = 2625 мм  
T = 650 мм  
L = 495 мм  
F = 173 мм  
A = 160 мм  
W = 400 мм

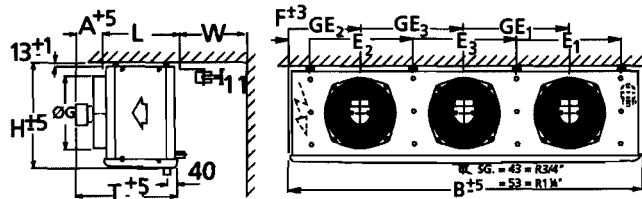


Рис. 2.47. Таблица параметров для расчета компрессора. Расчет полугерметичного поршневого компрессора

Заданные значения	Границы применения	
Холодопроизводительность	22 кВт	
Хладагент	R407C	
Исходная температура	точка росы	
Температура кипения	-8°C	
Температура конденсации	45°C	
Переохлаждение жидкости	есть	
Температура всасываемого газа	20°C	
Электропитание от сети	стандарт 50 Гц	
Регулятор мощности	100%	
Полезный перегрев	100%	
Результат		
Тип компрессора	4T-12.2Y	4P-15.2Y
Холодопроизводительность	19,08 кВт	22,7 кВт
Холодопроизводительность*	19,08 кВт	22,7 кВт

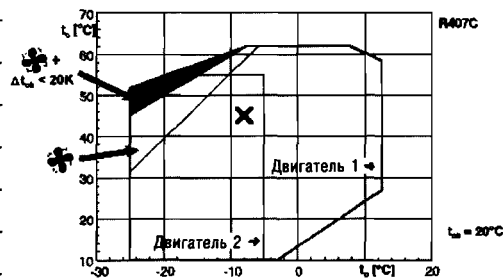


Рис. 2.47. Таблица параметров для расчета компрессора. Расчет полугерметичного поршневого компрессора (окончание)

Тип компрессора	4Т-8.2У	4Р-10.2У
Производительность испарителя	19,08 кВт	22,7 кВт
Потребляемая мощность	7,83 кВт	9,36 кВт
Ток (400 В)	14,47 А	16,68 А
Производительность конденсатора	26,9 кВт	32,1 кВт
Коэффициент мощности	2,44	2,42
Коэффициент мощности*	2,44	2,42
Массовый расход	406 кг/час	483 кг/час
Режим работы	стандартный	стандартный

\* Согласно ЕН 2900 (температура всасываемого газа 20°C, с переохлаждением жидкости), данные указаны в пересчете на точку росы!

#### Технические характеристики: 4Р-15.2У

#### Размеры и присоединения

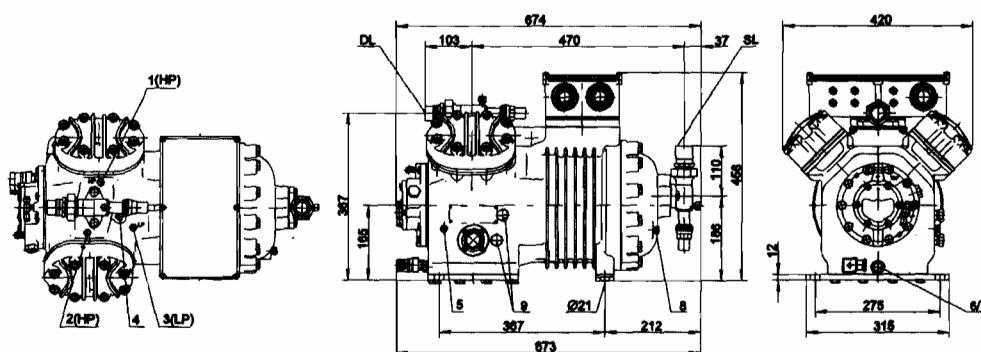


Рис. 2.48. Компрессор 4Р-15.2У

Таблица 2.27. Технические характеристики компрессора 4Р-15.2У

Объемный расход (1450 об/мин, 50 Гц)	47,14 м <sup>3</sup> /час
Объемный расход (1750 об/мин, 60 Гц)	56,89 м <sup>3</sup> /час
Число цилиндров × внутренний диаметр × длина хода	4 × 55 × 57 мм
Напряжение двигателя (иные значения — по запросу)	380...420 В PW-3-50 Гц
Макс. рабочий ток	31,0 А
Пусковой ток (ротор заблокирован)	81,0 А Y/132,0 А YY
Масса	152 кг
Макс. избыточное давление (низкое/высокое)	19/28 бар
Присоединение всасывающего трубопровода	35 мм — 1 3/8"

Таблица 2.27. Технические характеристики компрессора 4P-15.2Y (окончание)

Присоединение напорного трубопровода	28 мм – 1 1/8"
Присоединение охлаждающей воды	R 1/2"
Заправка маслом R134a/R404A/R507A/R470C	$t < 55^{\circ}\text{C}$ : BSE32/ $t > 55^{\circ}\text{C}$ : BSE55 (опция)
Заправка маслом R22 (R12/R502)	B5.2 (стандарт)
Объем заправленного масла	3,00 дм <sup>3</sup>
Нагрев маслосборателя	100 Вт (опция)
Контроль давления масла	MP 54
Маслоспускной вентиль	опция
Защита сжатого газа от перегрева	опция
Защита двигателя	INT69V5 (стандарт), INT389 (опция)
Класс защиты	IP54 (стандарт), IP66 (опция)
Регулирование мощности	100–50% (опция)
Уменьшение нагрузки при пуске	опция
Дополнительный вентилятор	опция
Головки цилиндра с водяным охлаждением	опция
СIS-система	–
Демпфирующие элементы	стандарт

Рис. 2.49. Таблица параметров для выбора конденсатора

При следующих заданных значениях:  
число контуров 1;  
производительность 32,1 кВт;  
хладагент R407C;  
температура конденсации 45,0°C;  
температура воздуха на входе 32,0°C;  
влажность воздуха 40,0%  
рекомендуются приведенные ниже устройства.

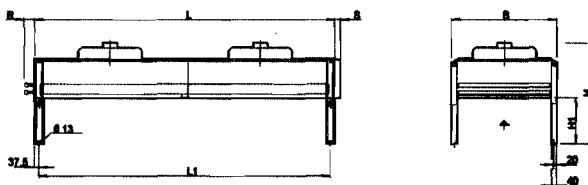
Модель	Производительность, кВт	Поверхность, м <sup>2</sup>	Воздух, м <sup>3</sup> /час	Звуковое давление, дБ(А)	Характеристики двигателя		
					кВт	А	об/мин
1 GVH 047A/2-N(W)	29,823	83,1	10530	55	0,39	1,9	1400
2 GVH 067C/1-L(D)	29,182	96,3	9550	52	0,76	1,5	870
3 GVH 067A/1-N(D)	31,351	66,1	13110	64	2,20	4,3	1340
4 GVH 047C/2-N(W)	33,039	110,8	11400	55	0,39	1,9	1400
5 GVH 067B/1-N(S)	29,013	81,2	10780	57	1,30	2,5	1000
6 GVH 067B/1-N(D)	35,550	81,2	14140	64	2,20	4,3	1340
7 GVH 067C/1-N(S)	32,964	96,3	11410	57	1,30	2,5	1000
8 GVH 067C/1-N(D)	38,908	96,3	14830	64	2,20	4,3	1340

Рис. 2.49. Таблица параметров для выбора конденсатора (окончание)

Модель	Производительность, кВт	Поверхность, м <sup>2</sup>	Воздух, м <sup>3</sup> /час	Звуковое давление, дБ(А)	Характеристики двигателя		
					кВт	А	об/мин
9 GVH 052A/2-N(S)	30,898	103,6	11220	51	0,55	0,94	1000
10 GVH 052A/2-N(D)	37,754	103,6	14870	57	0,78	1,35	1340
11 GVH 047A/3-L(W)	32,483	125,9	10400	47	0,18	0,8	910
12 GVH 047A/3-N(W)	44,292	125,9	15900	57	0,39	1,9	1400
13 GVH 082A/1-L(S)	33,298	167,5	9885	46	0,77	1,5	530
14 GVH 082A/1-L(D)	39,271	167,5	12500	51	1,05	2,4	680
15 GVH 082A/1-N(S)	38,418	167,5	12100	51	1,25	2,3	660
16 GVH 082A/1-N(D)	47,317	167,5	16700	57	2,00	4,0	880
17 GVH 052C/2-L(D)	33,521	149,6	11120	47	0,32	0,74	900
18 GVH 092A/1-S(D)-F6	33,514	167,5	9940	48	0,66	1,45	535
19 GVH 067A/2-L(S)	36,954	136,0	12950	49	0,47	0,81	650
20 GVH 067A/2-L(D)	45,067	136,0	17020	55	0,76	1,5	870

Рис. 2.50. Таблица параметров для выбора конденсатора

Конденсатор		GVH 047C/2-N(W)	
Производительность:	32,5 кВт	Хладагент:	R407C <sup>(1)</sup>
Объемный расход воздуха:	11 400 м <sup>3</sup> /час	Температура нагретого газа:	78,0°C
Воздух на входе:	32,0°C	Температура конденсации:	44,8°C
Геодезическая высота:	0 м	Выход конденсата:	38,8°C
		Объемный расход нагретого газа:	8,16 м <sup>3</sup> /час
Вентиляторы:	2 шт. 3~400 В 50 Гц	Уровень звукового давления: на расстоянии:	55 дБ(А) <sup>(2)</sup> 5,0 м
Характеристика двигателей		звуковая мощность:	81 дБ(А)
– число оборотов:	1400 в мин		
– мощность:	0,39 кВт		
– потребление тока:	1,9 А		
Корпус:	Оцинкованная сталь, RAL 7032	Трубы теплообменника:	Медь
Поверхность теплообмена:	110,8 м <sup>2</sup>	Ребра:	алюминий
Емкость труб:	18 л	Присоединения	
Шаг ребер:	2,20 мм	– входной патрубок:	35,0 × 1,50 мм
Проходы:	6	– выходной патрубок:	28,0 × 1,50 мм
Сухой вес:	133 кг	– нитки трубопровода:	18
<b>Размеры (мм):</b>			
L = 2250 мм			
B = 795 мм			
H = 895 мм			
R = 50 мм			
L1 = 2175 мм			
H1 = 400 мм			
S = 50 мм			



Примечание: чертежи и размеры действительны не для всех вариантов оборудования.

Рис. 2.51. Таблица параметров для выбора конденсатора

При следующих заданных значениях:  
число контуров 1;  
производительность 32,1 кВт;  
хладагент R407C;  
температура конденсации 45,0°C;  
температура воздуха на входе 32,0°C;  
влажность воздуха 40,0%  
могут использоваться приведенные далее устройства.

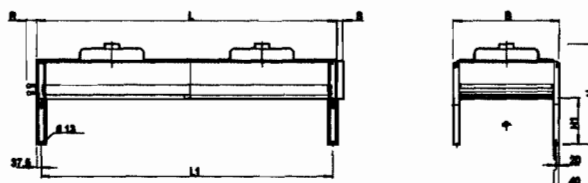
Модель	Температура $t_c$ , °C	Поверхность, м <sup>2</sup>	Воздух, м <sup>3</sup> /час	Звуковое давление, дБ(А)	Характеристики двигателя		
					кВт	А	об/мин
1 GVH 047A/2-N(W)	45,9	83,1	10530	55	0,39	1,9	1400
2 GVH 067C/1-L(D)	46,1	96,3	9550	52	0,76	1,5	870
3 GVH 067A/1-N(D)	45,2	66,1	13110	64	2,20	4,3	1340
4 GVH 047C/2-N(W)	44,7	110,8	11400	55	0,39	1,9	1400
5 GVH 067B/1-N(S)	45,8	81,2	10780	57	1,30	2,5	1000
6 GVH 067B/1-N(D)	43,9	81,2	14140	64	2,20	4,3	1340
7 GVH 052A/1-L(D)	46,2	103,6	10040	47	0,32	0,74	900
8 GVH 067C/1-N(S)	44,7	96,3	11410	57	1,30	2,5	1000
9 GVH 067C/1-N(D)	43,0	96,3	14830	64	2,20	4,3	1340
10 GVH 052A/2-N(S)	45,4	103,6	11220	51	0,55	0,94	1000
11 GVH 052A/2-N(D)	43,5	103,6	14870	57	0,78	1,35	1340
12 GVH 047A/3-L(W)	44,8	125,9	10400	47	0,18	0,8	910
13 GVH 047A/3-N(W)	42,2	125,9	15900	57	0,39	1,9	1400
14 GVH 082A/1-L(S)	44,5	167,5	9850	46	0,77	1,5	530
15 GVH 082A/1-L(D)	42,9	167,5	12500	51	1,05	2,4	680
16 GVH 082A/1-N(S)	43,1	167,5	12100	51	1,25	2,3	660
17 GVH 082A/1-N(D)	41,4	167,5	16700	57	2,00	4,04	880
18 GVH 052C/2-L(D)	44,5	149,6	11120	47	0,32	0,74	900
19 GVH 092A/1-S(D)-F6	44,5	167,5	9940	48	0,66	1,45	535
20 GVH 067A/2-L(S)	43,7	136,0	12950	49	0,47	0,81	660

Рис. 2.52. Таблица параметров для выбора конденсатора

Конденсатор	GVH 047C/2-N(W)		
Производительность:	31,2 кВт	Хладагент:	R407C <sup>(1)</sup>
Объемный расход воздуха:	11 400 м <sup>3</sup> /час	Температура нагретого газа:	78,0°C
Воздух на входе:	32,0°C	Температура конденсации:	44,7°C
Геодзическая высота:	0 м	Выход конденсата:	38,7°C
		Объемный расход нагретого газа	8,08 м <sup>3</sup> /час

Рис. 2.52. Таблица параметров для выбора конденсатора

Вентиляторы:	2 шт. 3~400 В 50 Гц	Уровень звукового давления: на расстоянии: звуковая мощность:	55 дБ(А) <sup>(2)</sup> 5,0 м 81 дБ(А)
Характеристика двигателей			
– число оборотов:	1400 в мин		
– мощность:	0,39 кВт		
– потребление тока:	1,9 А		
Корпус:	Оцинкованная сталь, RAL 7032	Трубы теплообменника: Ребра:	Медь алюминий
Поверхность теплообмена:	110,8 м <sup>2</sup>	Присоединения	
Емкость труб:	18 л	– входной патрубков:	35,0 × 1,50 мм
Шаг ребер:	2,20 мм	– выходной патрубков:	28,0 × 1,50 мм
Проходы:	6	– нитки трубопровода:	18
Сухой вес:	133 кг		
<b>Размеры (мм):</b>			
L = 2250 мм			
B = 795 мм			
H = 895 мм			
R = 50 мм			
L1 = 2175 мм			
H1 = 400 мм			
S = 50 мм			



Примечание: чертежи и размеры действительны не для всех вариантов оборудования.

Прочие характеристики установки:

$t_3 = +43^\circ\text{C}$ ; перегрев на стороне испарителя 6 К дает:

$t_1 = 0^\circ\text{C}$ ;  $h_3 = h_4 = 269,24$  кДж/кг;

$h_1 = 414,79$  кДж/кг;

$\rho_{R,D} = 14,87$  кг/м<sup>3</sup>;

$\Delta P_{MV} = 0,06$  бар;  $\Delta_{R,Fl} = 1,05$  кг/дм<sup>3</sup>.

1. Определить диаметр всасывающего трубопровода.

2. Определить потерю давления во всасывающем трубопроводе как разность температур в К.

3. Вычислить скорость течения во всасывающем трубопроводе.

**Решение:**

Геометрическая длина всасывающего трубопровода (без фитингов) от выхода испарителя до запорного вентиля компрессора на стороне всасывания:  $l_{\text{геом}} = 26$  м.

2. В табл. 2.26 с данными всасывающего трубопровода для хладагентов R 22 и R 407C при диаметре трубы  $d_a = 35 \times 1,5$  мм приведены следующие показатели: для  $t_o = +5^\circ\text{C}$  значение  $Q_{o,T} = 38,15$  кВт, для  $t_o = -10^\circ\text{C}$  значение  $Q_{o,T} = 22,10$  кВт. Напомним:  $Q_o = 23,40$  кВт;  $t_o = -6^\circ\text{C}$  (характеристики испарителя).

3. Температура конденсации в данной установке составляет:  $t_c = +45^\circ\text{C}$ .

4. Поправочный коэффициент для  $t_c = +45^\circ\text{C}$ :  $f = 0,95$ .

5. Табличные данные в пересчете на  $t_o = -6^\circ\text{C}$  показывают значение  $Q_{o,T} = 26,38$  кВт.

6. Эффективная холодопроизводительность вычисляется по таблице таким образом:  $Q_{o,Te} = Q_{o,T} \cdot f$ :  $Q_{o,Te} = 26,38$  кВт  $\cdot 0,95 = 25,06$  кВт ( $Q_{o,Te} = 25,06$  кВт).

7. Результат: всасывающий трубопровод с  $d_a = 35 \times 1,5$  мм вполне пригоден для холодопроизводительности до  $Q_o = 25,06$  кВт с R 407C;  $t_o = -6^\circ\text{C}$  и  $t_c = +45^\circ\text{C}$  при эквивалентной длине трубопровода ( $l_{\text{геом}}$  + эквивалентная длина фитинга)  $l_{\text{экв}} = 30,50$  м.

8. Определение эквивалентной длины медных фитингов (табл. 2.22 и 2.24).

Таблица 2.28

		$l_{\text{экв}}$
8.1	переходная муфта 54/35 мм	1,50
8.2	отвод 35 мм, крутоизогнутый 90°	0,60
8.3	отвод 35 мм, крутоизогнутый 180°	0,80
8.4	отвод 35 мм, крутоизогнутый 90°	0,60
8.5	отвод 35 мм, крутоизогнутый 90°	0,60
8.6	отвод 35 мм, крутоизогнутый 180°	0,80
8.7	отвод 35 мм, крутоизогнутый 90°	0,60
		5,50 м

9. Полная длина трубопровода составляет:

$$l_{\text{экв}} = 26 \text{ м} + 5,50 \text{ м} = 31,50 \text{ м}.$$

Как следует из п. 7, на расстояние 30,50 м передается до 25,06 кВт.

10. Определение фактической разности температур во всасывающем трубопроводе с помощью расчетной формулы:

$$\Delta T_c = \Delta T_T \cdot (l_{\text{экв}} : l_{\text{экв},T}) \cdot (Q_o : Q_{o,Te})^{1,8}, \text{ К}.$$

$$\Delta T_c = 1,1 \text{ К} \cdot (31,50 \text{ м} : 30,5 \text{ м}) \cdot (23,40 \text{ кВт} : 25,06 \text{ кВт})^{1,8} = 0,91 \text{ К}.$$

Поскольку изначально учитывалось значение  $\Delta T_{\text{SL}} = 2 \text{ К}$ , то ясно, что холодопроизводительность компрессора будет гарантирована в любом случае.

11. Расчет скорости течения  $w$  во всасывающем трубопроводе:

$$w = \frac{Q_o \cdot 4}{d_i^2 \cdot \pi \cdot q_{\text{ON}} \cdot \rho_R}, \text{ м/с}.$$

$$w = \frac{23,40 \cdot 4}{(0,032)^2 \cdot \pi \cdot 145,55 \cdot 14,87} = 13,44 \text{ м/с}.$$

При такой скорости всасываемого газа надежно обеспечивается обратный отвод масла к компрессору.

### 2.5.3. Выбор параметров конденсаторного и жидкостного трубопроводов по табличным данным

1. Определить диаметр конденсаторного и жидкостного трубопроводов.
2. Определить разность температур, К.
3. Вычислить скорость течения в конденсаторном и жидкостном трубопроводах.

**Решение:**

1. Дано: трубопровод конденсатора  $l_{\text{геом}} = 8 \text{ м}$  (от выхода из конденсатора до входа в коллектор; без фитингов).

2. Таблица 2.26 с характеристиками жидкостного трубопровода для хладагентов R 22 и R 407C при диаметре трубы  $d_a = 18 \times 1 \text{ мм}$  демонстрирует передаваемую холодопроизводительность  $Q_o = 31,50 \text{ кВт}$  при следующих условиях:

$$t_c = +40,6^\circ\text{C};$$

$$l_{\text{экв}} = 30,50 \text{ м};$$

$$\Delta T = 0,6 \text{ К};$$

$$w = 0,5 \text{ м/с}.$$

3. Температура конденсации в установке составляет  $t_c = +45^\circ\text{C}$ .

4. Поправочный коэффициент для  $t_c = +45^\circ\text{C}$ ,  $f = 0,95$ .



5. Эффективное табличное значение вычисляется следующим образом:

$$Q_{o,Te} = 31,50 \text{ кВт} \cdot 0,95 = 29,93 \text{ кВт}.$$

6. Определение эквивалентной длины медного фитинга (табл. 2.22):

3 отвода 18 мм под углом 90°, каждый с  $l_{\text{экв}} = 0,30 \text{ м} \Rightarrow l_{\text{экв,общ}} = 0,90 \text{ м}$ .

7. Вся длина трубопровода конденсатора  $l_{\text{экв}} = 8,0 \text{ м} + 0,90 \text{ м} = 8,9 \text{ м}$ .

8. Определение фактической разности температур в трубопроводе конденсатора с помощью расчетной формулы:

$$\Delta T_e = \Delta T_T \cdot (l_{\text{экв}} : l_{\text{экв,T}}) \cdot (Q_o : Q_{o,Te})^{1,8}, \text{ К}.$$

$$\Delta T_e = 0,6 \text{ К} \cdot (8,90 \text{ м} : 30,50 \text{ м}) \cdot (23,40 \text{ кВт} : 29,93 \text{ кВт})^{1,8} = 0,11 \text{ К}.$$

9. Расчет скорости течения  $w$  в трубопроводе конденсатора:

$$w = \frac{Q_o \cdot 4}{d_i^2 \cdot \pi \cdot q_{ON} \cdot \rho_R}, \text{ м/с}.$$

$$w = \frac{23,40 \cdot 4}{(0,016)^2 \cdot \pi \cdot 145,55 \cdot 1050} = 0,76 \text{ м/с}.$$

Согласно табл. 2.19,  $w = 0,76 \text{ м/с}$  есть вполне допустимая скорость течения в трубопроводе конденсатора.

Выбор параметров жидкостного трубопровода: от выхода из коллектора (в направлении течения после не запираемого в процессе работы вентиля) до термостатного расширительного клапана.

1. Дано: жидкостный трубопровод с  $l_{\text{геом}} = 28 \text{ м}$  (без фитингов).

2. Таблица 2.26 с характеристиками жидкостного трубопровода для хладагентов R 22 и R 407C при диаметре трубы  $d_a = 18 \times 1 \text{ мм}$  приводит значения передаваемой холодопроизводительности  $Q_o = 31,50 \text{ кВт}$  при следующих условиях:

$$t_c = +40,6^\circ\text{C};$$

$$l_{\text{экв}} = 30,50 \text{ м};$$

$$\Delta T = 0,6 \text{ К};$$

$$w = 0,5 \text{ м/с}.$$

3. Температура конденсации в установке:  $t_c = +45^\circ\text{C}$ .

4. Поправочный коэффициент для  $t_c = +45^\circ\text{C}$ :  $f = 0,95$ .

5. Табличное значение вычисляется следующим образом:

$$Q_{o,Te} = 31,50 \text{ кВт} \cdot 0,95 = 29,93 \text{ кВт}.$$

6. Определение эквивалентной длины медного фитинга (табл. 2.22 и 2.25):

6.1. 5 отводов 18 мм под углом 90°, каждый с  $l_{\text{экв}} = 0,30 \text{ м}$ ;  $l_{\text{экв,общ}} = 1,50 \text{ м}$ .

6.2. для осушителя ADK 165,5 согласно табл. 2.25 имеем: 1,95 м :  $\Sigma 3,45 \text{ м}$ .

7. Полная длина трубопровода конденсатора  $l_{\text{экв}} = 28 \text{ м} + 3,45 \text{ м} = 31,45 \text{ м}$ .

8. Определение фактической разности температур в трубопроводе конденсатора с помощью расчетной формулы:

$$\Delta T_e = \Delta T_T \cdot (l_{\text{экв}} : l_{\text{экв,T}}) \cdot (Q_o : Q_{o,Te})^{1,8}, \text{ К}.$$

$$\Delta T_e = 0,6 \text{ К} \cdot (31,45 \text{ м} : 30,50 \text{ м}) \cdot (23,40 \text{ кВт} : 29,93 \text{ кВт})^{1,8} = 0,40 \text{ К}.$$

9. Пересчет разности температур  $\Delta T_e$  на разность давлений  $\Delta P$ .

Дано:

R 407C;

$$\Delta T_e = 0,40 \text{ К};$$

$$t_c = +45^\circ\text{C}; P_c = 19,56 \text{ бар}.$$

При этом имеет силу следующее:

$$t_c = +45^\circ\text{C} = P_c = 19,56 \text{ бар};$$

$$t = +44^\circ\text{C} = P = 19,107 \text{ бар};$$

$$\Delta T = 1 \text{ К} = \Delta P = 0,453 \text{ бар/К};$$

$$\Delta P = \Delta T_e, \text{ К} \cdot \Delta P, \text{ бар/К};$$

$$\Delta P = 0,40 \text{ К} \cdot 0,453 \text{ бар/К} = 0,18 \text{ бар}.$$

10. Определение полной разности давлений в жидкостном трубопроводе:	
трубы, фитинги, осушитель	$\Delta P = 0,18$ бар;
электромагнитный клапан (дано)	$\Delta P = 0,06$ бар;
	$\Delta P_{\text{общ}} = 0,24$ бар.

**Примечания:**

Жидкостный трубопровод, как и трубопровод конденсатора, имеет нисходящие участки, дающие не падение давления, а, напротив, его рост, до сих пор не подлежащий учету.

В приведенном далее расчете обратимся исключительно к жидкостному трубопроводу!

1. Нисходящий (спускной) трубопровод: выход из коллектора → горизонтальный участок  $\Delta h_1 = 5$  м.

2. Нисходящий (спускной) трубопровод: потолок → присоединение испарителя  $\Delta h_2 = 3$  м.

$$\Delta P_1 = \Delta h_1 \cdot \rho_{\text{Р, Фл}} \cdot g \text{ в Н/м}^2 \text{ при } \Delta h, \text{ м};$$

$$\Delta P_1 = 5 \cdot 1\,050 \cdot 9,81 = 51\,503 \text{ Н/м}^2 \rho_{\text{Р, Фл}}, \text{ кг/м}^3;$$

$$\Delta P_1 = 0,52 \text{ бар}; g = 9,81 \text{ м/с}^2.$$

$$\Delta P_2 = \Delta h_2 \cdot \rho_{\text{Р, Фл}} \cdot g \text{ в Н/м}^2;$$

$$\Delta P_2 = 3 \cdot 1\,050 \cdot 9,81 = 30\,902 \text{ Н/м}^2;$$

$$\Delta P_2 = 0,31 \text{ бар}.$$

Фактическая разность давлений определяется следующим образом: согласно п. 10, имеем

$$\Delta P_{\text{общ}} = 0,24 \text{ бар}$$

$$-\Delta P_1 = 0,52 \text{ бар}$$

$$-\Delta P_2 = 0,31 \text{ бар}$$

$$\Delta P = -0,59 \text{ бар}$$

Температура насыщения, устанавливающаяся после повышения давления до  $P = 20,15$  бар ( $P = P_C + \Delta P$ ), составляет:  $t = 46,28^\circ\text{C}$ .

Для компенсации «разности давлений» можно обойтись без переохлаждения жидкого хладагента.

**2.5.4. Выбор параметров нагнетательного трубопровода по табличным данным**

1. Дано: нагнетательный трубопровод с геометрической длиной  $l_{\text{геом}} = 6$  м (без фитингов).

2. Согласно табл. 2.26, напорный трубопровод для хладагентов R 22 и R 407C при диаметре трубы  $d_a = 28 \times 1,5$  мм обеспечивает для  $t_0 = +5^\circ\text{C}$  холодопроизводительность  $Q_{o,T} = 27,70$ , а для  $t_c = -40,6^\circ\text{C}$   $Q_{o,T} = 24,40$ .

3. Температура конденсации в установке:  $t_c = +45^\circ\text{C}$ .

4. Поправочный коэффициент для  $t_c = +45^\circ\text{C}$ ,  $f = 0,06$ .

5. Табличное значение при  $t_0 = -6^\circ\text{C}$  для  $Q_{o,T}$  принимается равным 26,89 кВт.

6. Эффективное табличное значение:

$$Q_{o,T_e} = Q_{o,T} \cdot f \text{ при } Q_{o,T_e} = 26,89 \text{ кВт} \cdot 1,06 = 28,50 \text{ кВт}$$

7. Определение эквивалентной длины медного фитинга (табл. 2.22 и 2.23):

7.1. 4 отвода 28 мм под углом  $90^\circ$ , каждый с  $l_{\text{экв}} = 0,45$  м, дают в итоге:

$$l_{\text{экв общ}} = 1,80 \text{ м}.$$

7.2. 1 виброгаситель 28 мм, то есть:  $3,00 \text{ м} : \Sigma 4,80 \text{ м}.$

8. Полная длина трубопровода  $l_{\text{экр}} = 6,0 \text{ м} + 4,80 \text{ м} = 10,80 \text{ м}.$

9. Определение фактической разности температур в нагнетательном трубопроводе производится с помощью расчетной формулы:

$$\Delta T_c = \Delta T_T \cdot (l_{\text{экв}} : l_{\text{экр,Т}}) \cdot (Q_o : Q_{o,Te})^{1,8}, \text{ К.}$$

$$\Delta T_c = 0,6 \text{ К} \cdot (10,80 \text{ м} : 30,50 \text{ м}) \cdot (23,40 \text{ кВт} : 28,50 \text{ кВт})^{1,8} = 0,15 \text{ К.}$$

10. Расчет скорости течения  $w$  в напорном трубопроводе:

$$w = \frac{Q_o \cdot 4}{d_i^2 \cdot \pi \cdot q_{\text{ОН}} \cdot \rho_R}, \text{ м/с.}$$

$$w = \frac{23,40 \cdot 4}{(0,025)^2 \cdot \pi \cdot 145,55 \cdot 57,17} = 5,37 \text{ м/с.}$$

Определение плотности перегретого пара в нагнетательном трубопроводе:

1. Определение температуры  $T_2$  в конце (политропного) сжатия:

$$T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{P_c}{P_o} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \text{ К.}$$

$$T_1 = 273,15 + t_o + 10, \text{ К.}$$

$$T_1 = 273,15 + (-6) + 277,15 \text{ К.}$$

$$T_1 = +4^\circ\text{C.}$$

$$P_c/P_o = 19,56 \text{ бар}/4,658 \text{ бар} = 4,20.$$

$$n = 1,2388.$$

Таблица 2.29. Показатель политропы  $n$

Хладагент	$P_c/P_o$									
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
R 134 a	1,216	1,191	1,177	1,172	1,166	1,163	1,160	1,157	1,155	
R 407C / R 507	1,325	1,258	1,240	1,234	1,232	1,230	1,228	1,226	1,225	

Примечание: промежуточные значения  $n$  определяются интерполированием.

$$T_2 = 277,15 \cdot \left( \frac{19,56}{4,658} \right)^{\frac{1,2388-1}{1,2388}}$$

$$T_2 = 356,46 \text{ К.}$$

$$t_2 = 92,31^\circ\text{C.}$$

Из таблицы свойств водяного пара для перегретой зоны определяется плотность  $\rho_R = 57,7 \text{ кг/м}^3$ .

Вычисленная выше скорость течения оказывается слишком низкой, так что диаметр напорного трубопровода уменьшается с  $d_a = 28 \times 1,5 \text{ м}$  до  $d_a = 22 \times 1 \text{ мм}$ .

Такое значение приемлемо и с учетом данных, приведенных в табл. 2.19.

### 2.5.5. Расчет всасывающего трубопровода с использованием номограммы

В предыдущих разделах были продемонстрированы наиболее удобные в практических условиях способы выбора параметров трубопроводной сети, а именно с применением таблиц и соответствующих вычислений.

Однако для этой цели можно использовать также и номограммы, с помощью которых (при их правильном применении) в любом случае удастся достаточно легко и просто выполнить расчет трубопроводной сети.

Итак, здесь речь пойдет о номограммах, обычно предлагаемых в качестве приложения к рабочей документации.

Пример: всасывающий трубопровод с  $l_{\text{геом}} = 26$  м (без фитингов);  $Q_0 = 22$  кВт; хладагент R 407C.

**Примечание:**

В случае трубопроводов с минимумом поворотов, то есть с небольшим числом местных сопротивлений, необходимо добавить (надбавка на неизвестные фитинги)  $l_{\text{экв}} = l_{\text{геом}} + 30\%$ .

У трубопроводов с частыми изменениями направления, множеством отводов и т.д. необходимо добавлять уже 50% на неизвестные фитинги, то есть  $l_{\text{геом}} + 50\% = l_{\text{экв}}$ .

В рассматриваемом примере это будет выглядеть так:

$$l_{\text{экв}} = l_{\text{геом}} + 30\% \text{ на неизвестные фитинги.}$$

$$l_{\text{экв}} = 26 \text{ м} + 30\% = 33,80 \text{ м} \sim 34 \text{ м.}$$

**Пример (рис. 2.53)**

**Дано:**  $Q_0 = 17$  кВт,  $t_0 = -20^\circ\text{C}$ ,  $t_c = +45^\circ\text{C}$ , макс. падение  $\Delta T = 1$  К, длина трубы 30 м.

**Найти:** диаметр трубопровода.

**Решение:** линии A-B и C, затем D-E-F дают точку пересечения G между  $5 \times 1$  и  $42 \times 1,5$ .

Выбран диаметр трубопровода  $42 \times 1,5$ .

Падение давления: линии g-s-t и D дают точку пересечения v. Эквивалентное падение температуры в пролете длиной 30 м составляет 0,7 К.

Это решение занесено в номограмму (рис. 2.53).

1. Слева вниз: определение  $t_c = +45^\circ\text{C}$ .
2. Вертикально вверх к введенной температуре кипения  $t_0 = -6^\circ\text{C}$ .
3. В правом углу направо к точке пересечения со спускающейся сверху кривой для  $Q_0 = 22$  кВт.
4. Справа снаружи: ввести  $l_{\text{экв}} = 34$  м; затем продвинуться влево к (предварительно отмеченной) точке пересечения с  $t_0 = -6^\circ\text{C}$ .
5. Пройти вертикально вниз к точке пересечения с линией эквивалентного падения температуры 1 К (в зависимости от проекта, можно идти также вертикально вверх).
6. Далее двигаться влево к точке пересечения, образующейся таким образом: от точки пересечения 1 вертикально вниз или вверх до линии, набегающей на точку пересечения справа.
7. Выбираем  $d_a = 35 \times 1,5$  мм, ибо точка пересечения проходит в непосредственной близости от «линии диаметра».
8. Устанавливаем фактическое падение температуры (было запланировано  $\Delta T = 10$  К) определяется следующим образом:
  - 8.1. От точки пересечения 2 вертикально вверх (это будет всегда меньший диаметр трубы) или вертикально вниз до соответственно большего диаметра трубы выйти на имеющуюся линию.
  - 8.2. Затем продвинуться вправо до кривой температуры кипения (в данном примере  $t_0 = -6^\circ\text{C}$ ).
  - 8.3. Теперь пройти вверх или вниз к точке пересечения с прямой линией справа.
  - 8.4. Здесь в точке пересечения возможно непосредственное считывание эквивалентного падения  $\Delta T$ .
  - 8.5. В приведенном примере при описанном способе проверки получается довольно точно  $\Delta T = 1$  К, как это и было установлено.

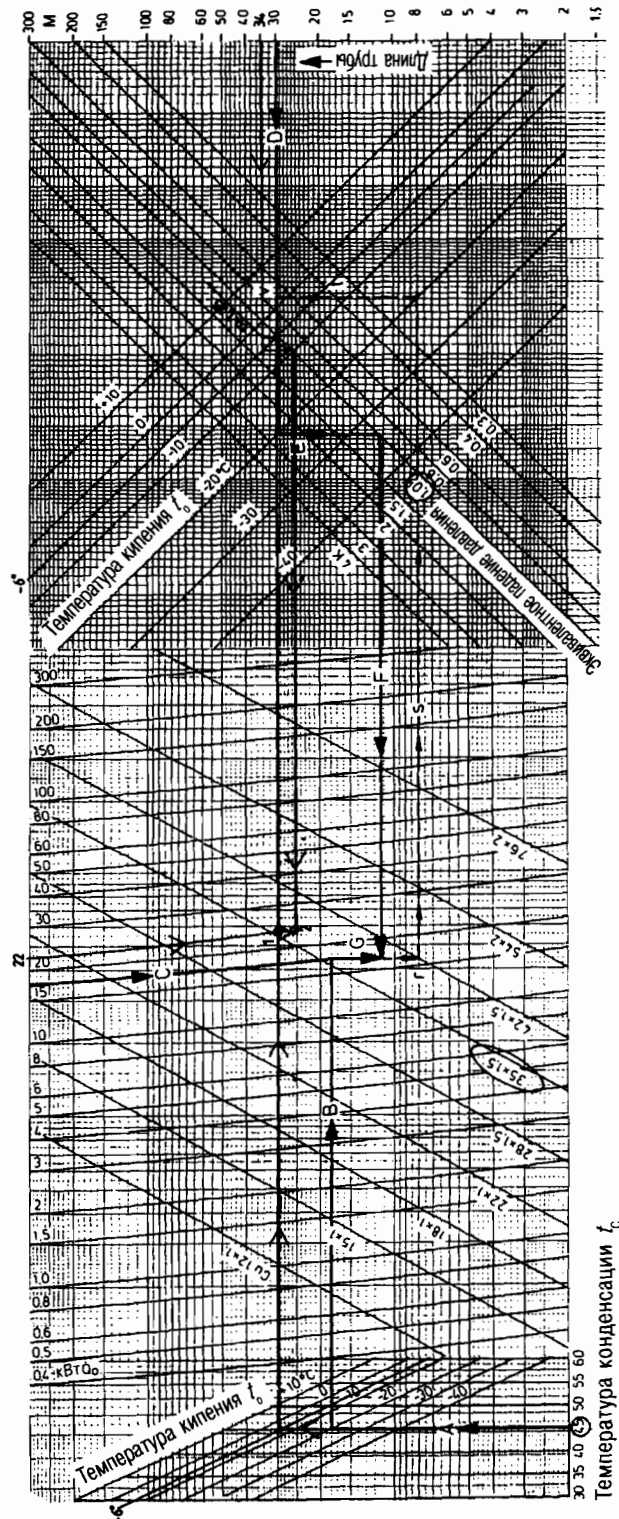


Рис. 2.53. Медный всасывающий трубопровод для хладагента R 407C

**Примечание:**

В отношении жидкостного трубопровода и напорной линии действовать надо идентичным образом, используя соответствующие значения для  $\Delta T$  и  $l_{\text{экв}}$ .

Рассмотренные решения внесены в диаграммы (из расчета на приведенный выше пример). Подробного описания здесь не требуется.

### 2.5.6. Расчет конденсаторного и жидкостного трубопроводов с помощью номограммы

**Результат:**

выбран конденсаторный/жидкостный трубопровод:

$$d_a = 18 \cdot 1 \text{ мм при: } t_c = +45^\circ\text{C}; t_o = -6^\circ\text{C}; \Delta T = 0,6 \text{ К};$$

$$l_{\text{экв}} = 36,4 \text{ м}; Q_o = 22 \text{ кВт.}$$

### 2.5.7. Расчет нагнетательного трубопровода с помощью номограммы

**Результат:**

выбран нагнетательный трубопровод:

$$d_a = 22 \cdot 1 \text{ мм при: } t_c = +45^\circ\text{C}; t_o = -6^\circ\text{C}; \Delta T = 0,6 \text{ К};$$

$$l_{\text{экв}} = 7,8 \text{ м}; Q_o = 22 \text{ кВт.}$$

*Пример (рис. 2.54)*

**Дано:**  $Q_o = 8 \text{ кВт}$ ,  $t_o = -15^\circ\text{C}$ ,  $t_c = +50^\circ\text{C}$ , макс. падение  $\Delta T = 0,5 \text{ К}$ , длина трубы 25 м.

**Найти:** диаметр трубопровода.

**Решение:** линии А-В и С, затем D-E-F дают точку пересечения G между  $10 \times 1$  и  $12 \times 1$ .

**Выбрано:** диаметр трубопровода  $12 \times 1$ .

Падение температуры: линия g-t и удлинение D дают точку пересечения v. Эквивалентное падение давления на участке трубопровода длиной 25 м составляет 0,35 К.

*Пример (рис. 2.55)*

**Дано:**  $Q_o = 30 \text{ кВт}$ ,  $t_o = -30^\circ\text{C}$ ,  $t_c = +45^\circ\text{C}$ , макс. падение  $\Delta T = 1 \text{ К}$ , длина трубы 70 м.

**Найти:** диаметр трубопровода.

**Решение:** линии А-В и С, затем D-E-F дают точку пересечения G между  $28 \times 1,5$  и  $35 \times 1,5$ .

**Выбрано:** диаметр трубопровода  $35 \times 1,5$ .

2.5. Расчет трубопроводов холодильной установки

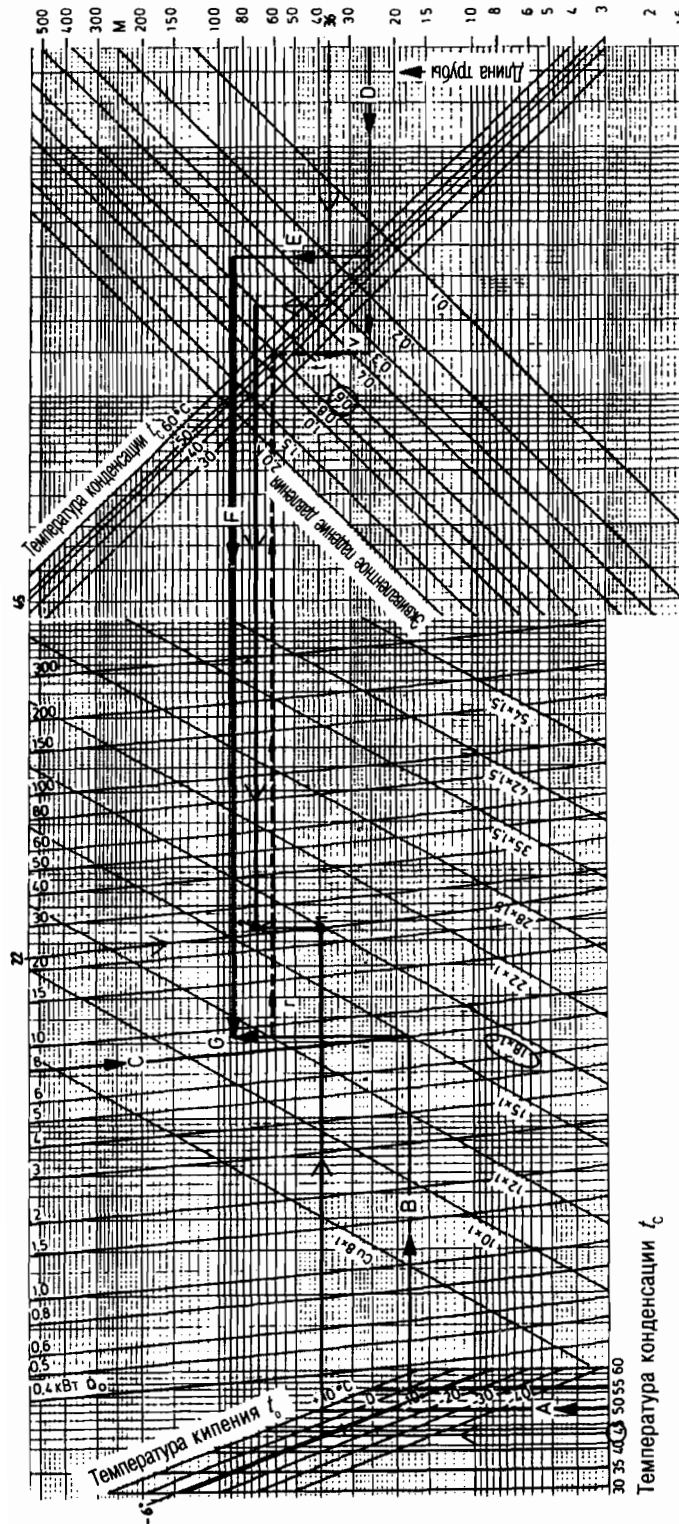


Рис. 2.54. Медный жидкостный трубопровод для хладагента R 407C

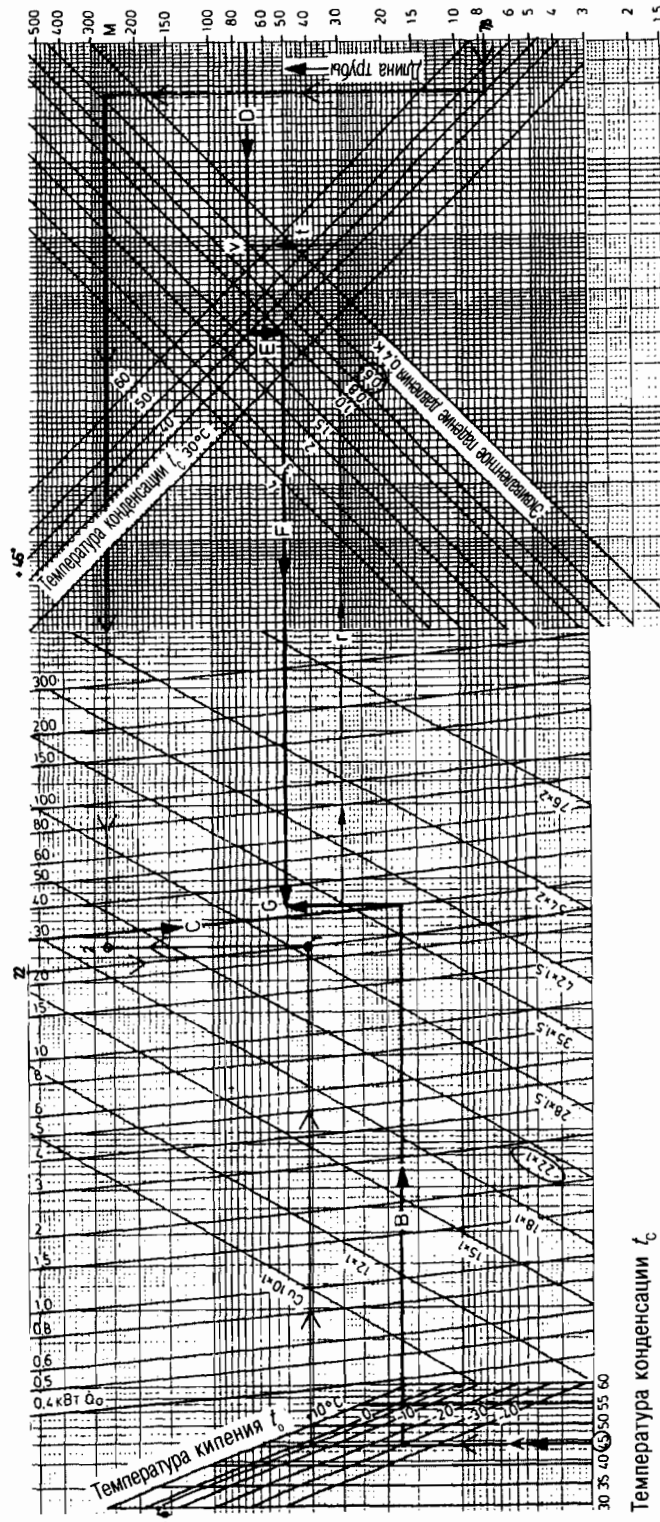


Рис. 2.55. Медный напорный трубопровод для хладагента R 407C



### 2.5.8. Выбор параметров секционированных трубопроводов на стороне всасывания и нагнетания

В холодильных установках с компрессорами регулируемой производительности либо в комбинации из нескольких параллельно включенных холодильных машин требуемая холодопроизводительность может настраиваться на текущую ситуацию за счет подключения или отключения цилиндров или, соответственно, компрессоров.

Такая регулировка производительности осуществляется посредством специального оборудования – преимущественно в зависимости от давления.

Функционирующая на основе хладагента R 507 комбинированная холодильная установка, рабочие температуры которой находятся на уровне  $t_o = -12^\circ\text{C}$  и  $t_c = +45^\circ\text{C}$ , должна обеспечивать холодопроизводительность  $Q_o = 70$  кВт.

Допустим, проектируется комбинированный блок Celsius VPP 300-4231 с тремя полугерметичными компрессорами типа 4P-10.2Y фирмы Битцер, с требуемой холодопроизводительностью  $Q_o = 70,87$  кВт при потребляемой мощности  $P_{кл} = 31,74$  кВт. Далее, компрессор с воздушным охлаждением должен располагать двумя электродвигателями вентиляторов, иметь уровень звукового давления на расстоянии  $5\text{ м} < 50$  дБ(А), бесступенчатую регулировку числа оборотов и смонтированный выключатель для производства ремонтных работ.

Рассчитывается представленная ниже модель:

тип GVH102B/2-S(D)-F4T фирмы Гюнтнер

технические характеристики:  $Q_c = 103$  кВт;

температура приточного воздуха:  $t_{LE} = +35^\circ\text{C}$ ;

$t_c = +45^\circ\text{C}$ ;

$\Delta T = 10$  К;

49 дБ(А) на расстоянии 5 м.

Фазовая отсечка регулятора числа оборотов GDR8 с датчиком давления GSW 4003/F.

Ремонтный выключатель для каждого двигателя вентилятора смонтирован, соединен проводами и готов к эксплуатации

Компрессор с воздушным охлаждением установлен на платформе прямо над станиной машины под открытым небом.

Перепад высоты на участке от присоединения коллекторной трубы на стороне нагнетания комбинированной установки до входа в компрессор составляет  $l_{геом} = 7$  м.

Вертикальный пролет напорного трубопровода придется разделить на две протянутые параллельно друг другу нитки, с тем чтобы при работе установки в режиме частичной нагрузки (когда, например, один компрессор работает, а два других отключены) могла передаваться и соответствующая частичная производительность (в рассматриваемом случае это будет всего 1/3 от полной холодопроизводительности).

#### 2.5.8.1. Расчет секционированного нагнетательного трубопровода

Вернемся к изложенному выше примеру.

С помощью номограммы определяем напорный трубопровод, рассчитанный сначала как единая цельная линия:

$d_a = 35 \times 1,5$  мм.

Расчетные данные:

$l_{экр} = l_{геом} + 30\% = 9,0$  мм;  $t_o = -12^\circ\text{C}$ ;  $t_c = +45^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T = 0,6$  К;  $Q_o = 70$  кВт.

Как же теперь разбить этот напорный трубопровод на отдельные участки?

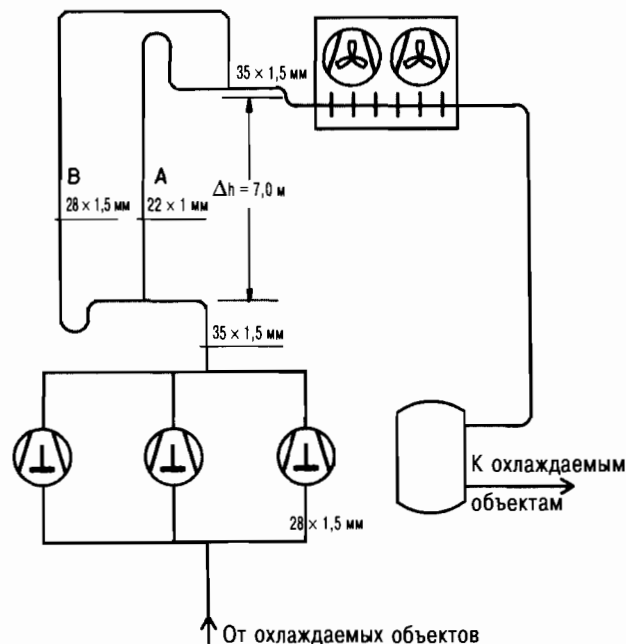


Рис. 2.56.

1. Расчет участка трубопровода А для работы в режиме частичной нагрузки (рис. 2.56).

$$Q_{o, \text{частичн нагр}} = \frac{Q_o}{3} = \frac{70 \text{ кВт}}{3} = 23,33 \text{ кВт.}$$

С помощью номограммы (рис. 2.57) устанавливаются размеры участка частичной нагрузки:  $d_a = 22 \times 1 \text{ мм}$ .

2. Рассчитанный вначале единый напорный трубопровод с  $d_a = 35 \times 1,5 \text{ мм}$  обладает живым сечением (= свободным проходным сечением)  $A = 0,0008042 \text{ м}^2$  (см. табл. 2.30).

Участок частичной нагрузки напорного трубопровода с  $d_a = 22 \times 1 \text{ мм}$  имеет свободное проходное сечение:  $A = 0,0003142 \text{ м}^2$ .

3. Для определения параметров участка трубопровода В надо сначала вычесть величину поперечного сечения участка А из величины поперечного сечения, имеющего место при прокладке единого цельного трубопровода: поперечное сечение участка В =  $0,0008042 \text{ м}^2 - 0,0003142 \text{ м}^2 = 0,0004900 \text{ м}^2$ . Согласно табл. 2.30, здесь подойдет трубопровод с  $d_a = 28 \times 1,5 \text{ мм}$  — этот размер следует сразу за вычисленным значением поперечного сечения.

**Результат:** участок В с  $d_a = 28 \times 1,5 \text{ мм}$ .

*Пример (рис. 2.57)*

**Дано:**  $Q_o = 10 \text{ кВт}$ ,  $t_o = -20^\circ\text{C}$ ,  $t_c = +40^\circ\text{C}$ , макс. падение  $\Delta T = 1 \text{ К}$ , длина трубопровода около 80 м.

**Найти:** диаметр трубопровода.

**Решение:** линии А-В и С, затем D-E-F дают точку пересечения G между  $22 \times 1$  и  $28 \times 1,5$ .

**Выбран:** диаметр трубопровода  $22 \times 1$ .

Падение давления: линии g-t и D дают точку пересечения v. Эквивалентное падение температуры для трубы длиной 80 м составляет 1,1 К.

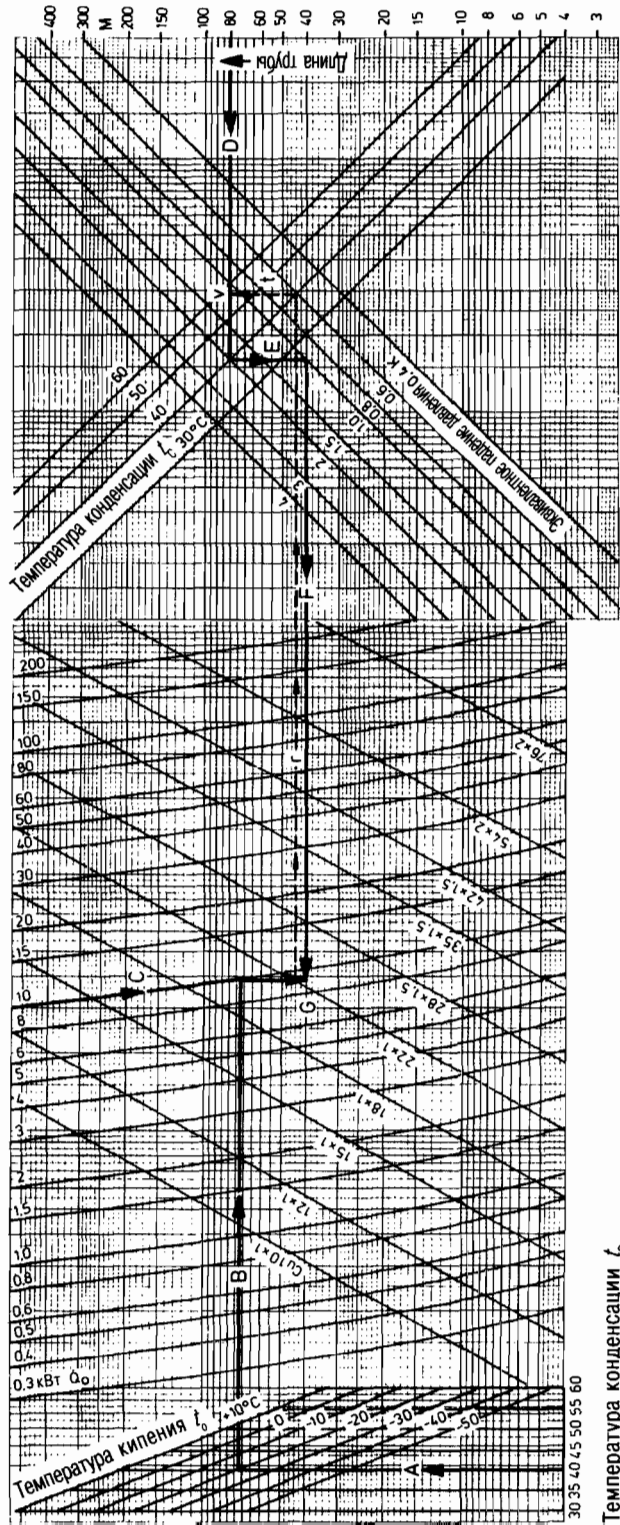


Рис. 2.57. Медный напорный трубопровод для хладагента R 407C

Температура конденсации  $t_c$

Таблица 2.30

Наружный Ø × толщина стенки, мм	Внут- рен- ний Ø, мм	Свободное проходное сечение, мм <sup>2</sup>	Внутренняя поверхность, м <sup>2</sup> /м	Наружная поверхность, м <sup>2</sup> /м	Соотношение наружн./внутренн. поверхностей	Емкость, дм <sup>3</sup> /м	Вес, кг/м
6 × 1	4	0,0000126	0,0126	0,0188	1,5	0,0126	0,140
10 × 1	8	0,0000503	0,0251	0,0314	1,25	0,0503	0,252
12 × 1	10	0,0000785	0,0314	0,0377	1,2	0,0785	0,310
16 × 1	14	0,0001539	0,0404	0,0503	1,14	0,1539	0,412
22 × 1	20	0,0003142	0,0628	0,0691	1,1	0,3142	0,590
28 × 1,5	25	0,0004909	0,0785	0,0880	1,12	0,4909	1,120
35 × 1,5	32	0,0008042	0,1005	0,1100	1,09	0,8042	1,420
42 × 1,5	39	0,0011946	0,1225	0,1319	1,08	1,1946	1,710
54 × 2	50	0,0019635	0,1571	0,1696	1,08	1,9635	2,940
64 × 2	60	0,0028274	0,1885	0,2011	1,07	2,8274	3,467
76 × 2	72	0,0040715	0,2262	0,2388	1,06	4,0715	4,140

**Примечание:**

Секционирование всасывающих линий для передачи производительности в зоне частичной нагрузки, когда комбинированная установка расположена выше охлаждаемых объектов, осуществляется по тому же принципу, а именно в такой последовательности:

- 1) расчет единого всасывающего трубопровода для полной холодопроизводительности;
- 2) расчет участка А для работы с частичной нагрузкой;
- 3) определение площади живого сечения двух участков и операция вычитания,
- 4) расчет участка В.

## 2.6. Выбор вспомогательных элементов холодильной установки

### 2.6.1. Расчет терморегулирующего вентиля

Терморегулирующему вентилю (ТРВ) придается особое значение в холодильной установке, так как он способен так или иначе воздействовать на процесс теплообмена. Задачей ТРВ или расширительного клапана является подача в испаритель определенного объема жидкого хладагента в целях полного его испарения в процессе кипения.

После кипения газообразный хладагент нагревается в испарителе, и образующаяся при этом разность температур может служить показателем эффективности использования данного устройства.

Так, при низком коэффициенте использования испарителя увеличивается протяженность зоны нагрева газообразного хладагента, что, естественно, приводит к значительному перегреву.

Высокий же коэффициент использования дает обратный эффект — с соответствующим снижением уровня перегрева.

Перегрев всасываемого газа играет роль регулирующего воздействия в отношении расширительного клапана. Таким образом, правильно выбранный терморегулирующий вентиль, изменяя свое свободное проходное сечение, регулирует расход хладагента в зависимости от конкретного рабочего состояния испарителя.

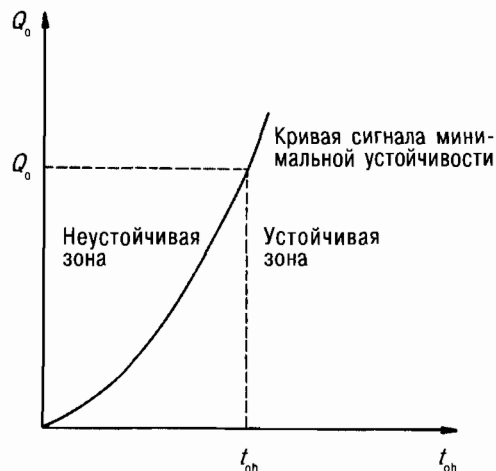


Рис. 2.58.

Рисунок 2.58 показывает, что минимально устойчивый сигнал, выполняя функцию регулирующего воздействия для ТРВ, отделяет устойчивую зону перегрева от неустойчивой.

Далее, нетрудно заметить, что передаваемая производительность испарителя при снижении перегрева возрастает до достижения минимально устойчивого сигнала (MSS).

При опускании кривой MSS (см. рис. 2.58) ниже установленного значения начинается так называемое «бросание» расширительного клапана, следствием чего является увеличение доли неиспарившейся жидкости в инжектируемом газе, что, в свою очередь, отнюдь не способствует росту полезной холодопроизводительности.

Если внести данную характеристику клапана в рис. 2.59, получим следующую картину: клапан 1 работает с перегревом ниже линии MSS, то есть неустойчиво. При увеличении статичного перегрева (при котором собственно и начинается открытие клапана) ТРВ функционирует вполне устойчиво – на небольшом «безопасном расстоянии» от линии MSS. Клапан полностью открыт, когда перегрев возрастает до уровня, необходимого для такого открытия. Вторая возможность может быть реализована клапаном меньшей мощности (клапан 2).

При расчете ТРВ прежде всего следует определить разность давлений в пространстве над расширительным клапаном.

При этом рекомендуется действовать таким образом:

1) вычесть величину давления кипения  $P_0$  из величины давления конденсации  $P_c$ :  $P_c - P_0$ ;

2) определить падение давления в компонентах жидкостного трубопровода (если таковые имеются), например:  $\Delta P$  осушителя, смотрового стекла, запорного вентиля с ручным управлением, электромагнитного клапана, восходящего участка, распределителя жидкого хладагента, распределительных трубок;

3) определить остаточный перепад давлений под действием расширительного клапана  $\Delta P_{\text{общ}} = (P_c - P_0) - (\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 + \Delta P_7 + \Delta P_8)$ ;

4) установить температуру жидкого хладагента перед ТРВ.

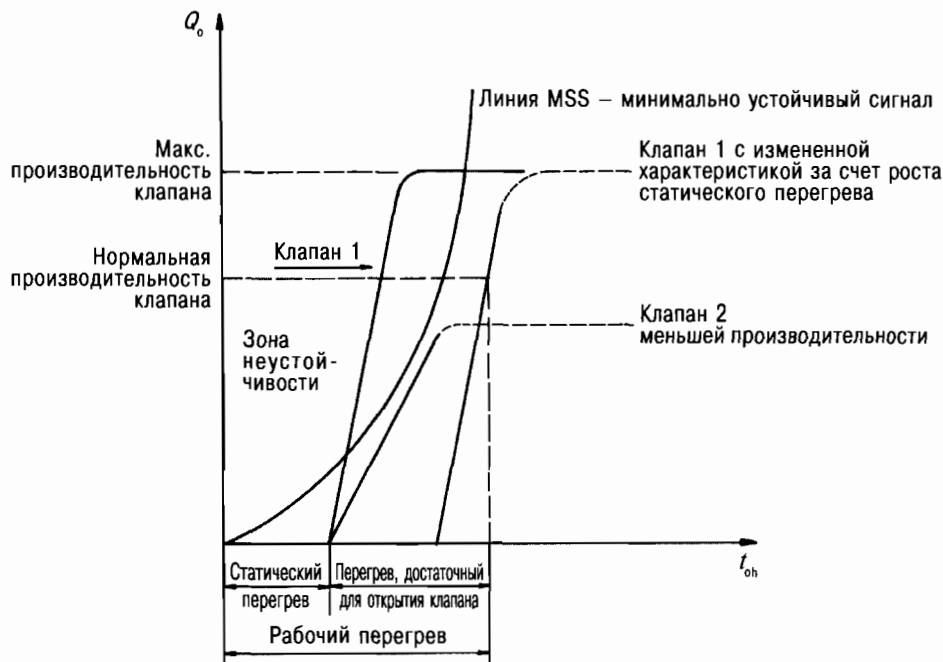


Рис. 2.59.

**Примечание:**

Перегрев жидкого хладагента в случае использования конденсаторных агрегатов с воздушным охлаждением составляет порядка 2 К. Температура жидкого хладагента в комбинированных установках в режиме замораживания с посторонним либо собственным переохлаждением находится на уровне 0°C;

5) определить поправочный коэффициент для используемого параметра из п. 4;

6) определить поправочный коэффициент для установленного перепада давлений над клапаном из п. 3;

7) вычислить производительность ТРВ при условиях работы данной установки;

8) выбрать соответствующий тип ТРВ.

*Пример расчета*

Низкотемпературная камера:  $Q_o = 7,8$  кВт;  $t_r = -20^\circ\text{C}$ ;  $t_o = -28^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T$  (разность температур) = 8 К; испаритель SGBE 101 фирмы Кюба с многократным впрыском через распределитель Кюба-CAL:  $t_c = +40^\circ\text{C}$ ,  $t_3 = +38^\circ\text{C}$ ;  $t_v = -22^\circ\text{C}$ ; хладагент R 404 A; жидкостный трубопровод  $d_a = 12 \times 1$  мм;  $l_{\text{теом}} = 12$  м, из которых 7 м приходятся на восходящий участок; испаритель расположен над коллектором жидкости; 2 запорных вентиля с ручным управлением, встроенные в жидкостный трубопровод – перед фильтром-осушителем и после него; смотровое стекло с индикатором уровня жидкости; осушитель, электромагнитный клапан.

Здесь должен использоваться ТРВ с внешним выравниванием давления в паяном исполнении с фланцем фирмы Алко.

Изготовитель указывает производительность клапана при определенных установленных температурах испарения и конденсации.

В этом случае приведенные в каталоге данные основаны на следующих характеристиках:

$$t_o = +4^\circ\text{C}; t_c = +38^\circ\text{C}; \text{переохлаждение} = 1 \text{ К.}$$

Поэтому требуется определить производительность при указанных условиях работы установки, для чего придется обратиться к таблицам, составленным изготовителем.

Для иных базовых условий, отличных от представленных в каталоге, номинальная производительность клапана вычисляется по формуле:

$$Q_N = Q_o \cdot K_{t, \text{Fl}} \cdot K_{\Delta P}.$$

Поправочный коэффициент  $K_{t, \text{Fl}}$  для  $t_3 = +38^\circ\text{C}$  и  $t_o = -28^\circ\text{C}$  находят путем интерполяции:  $K_t = 1,845$  (см. таблицу параметров).

Для вычисления коэффициента  $K_{\Delta P}$  надо сначала определить полную разность давлений в зоне над ТРВ.

$\Delta P_{\text{осушителя}} = 0,14$  бар по ДИН 8949 – независимо от изготовителя и типа аппарата.

$\Delta P$  смотрового стекла: здесь величиной падения давления можно пренебречь, поскольку при этом не отмечается сколько-нибудь заметных изменений поперечного сечения. В паяном исполнении смотровое стекло выбирается того же диаметра, каким обладает жидкостный трубопровод.

$\Delta P$  запорного вентиля с ручным управлением: такой вентиль рассчитывается с учетом диаметра имеющегося жидкостного трубопровода, так что обычно падение давления над этой арматурой остается неизвестным.

Изготовитель приводит в таблицах так называемый показатель  $k_v$  (коэффициент пропускной способности) с единицей измерения в  $\text{м}^3/\text{час}$ . Этот параметр устанавливается из расчета расхода воды с температурой  $t_w = +20^\circ\text{C}$  и падением давления в 1 бар.

Для применения в отношении холодильной установки показатель  $k_v$  придется преобразовать с помощью подходящих формул (см. соответствующие примеры расчета).

**Выбран:** запорный вентиль с ручным управлением Danfoss BML 12 мм; коэффициент пропускной способности  $k_v = 1,50 \text{ м}^3/\text{час}$ .

Объемный расход хладагента через данный вентиль составляет:

$$V_{\text{Fl}} = \frac{Q_o \cdot 3600}{q_{\text{ON}} \cdot \rho_{\text{Fl}}}, \text{ м}^3/\text{час}; Q_o = 7,8 \text{ кДж/с.}$$

$$q_{\text{ON}} = h_1 - h_4 = 356 \text{ кДж/кг} - 259 \text{ кДж/кг} = 97 \text{ кДж/кг.}$$

$$V_{\text{Fl}} = 0,00105 \text{ м}^3/\text{кг} \text{ из } \lg P, h\text{-диаграммы R 404 A.}$$

$$\rho_{\text{Fl}} = 952,38 \text{ кг/м}^3.$$

Значения энтальпии из  $\lg P, h$ -диаграммы R 404A:

$$V_{\text{Fl}} = \frac{7,8 \cdot 3600}{97 \cdot 952,38} = \frac{2800}{92 \cdot 380,86} = 0,3040 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Падение давления, обусловленное запорным вентилем с ручным управлением BML 12:

$$\Delta P = \left( \frac{V_{\text{Fl}}}{k_v} \right)^2 \cdot \frac{\rho_{\text{Fl}}}{1000}, \text{ бар.}$$

$$\Delta P = \frac{(0,304)^2 \cdot 952,38}{(1,5)^2 \cdot 1000} = 0,0391 \text{ бар.}$$

$\Delta P$  электромагнитного клапана = 0,1168 бар; см. пример расчета п. 2.6.2.

$\Delta P$  жидкостного трубопровода = 0,1073 бар.

Памятка для определения  $\Delta P$  жидкостного трубопровода

Вычисление скорости течения  $w$ :

$$w = \frac{Q_o \cdot 4}{\rho_R \cdot q_{ON} \cdot d_i^2 \cdot \pi}, \text{ м/с.}$$

$Q_o = 7,8$  кДж/с.

$\rho_R = 952,38$  кг/м<sup>3</sup>.

$q_{ON} = 97$  кДж/кг.

$d_i = 0,01$  м.

$$w = \frac{7,8 \cdot 4}{952,38 \cdot 97 \cdot (0,01)^2 \cdot \pi} = 1,075 \text{ м/с.}$$

Определение падения давления в жидкостном трубопроводе, не считая его восходящего участка:

$$\Delta P = \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho_R \cdot w^2}{d_i \cdot 2}, \text{ бар.}$$

$$\Delta P = \frac{0,03 \cdot 6,50 \cdot 952,38 \cdot (1,075)^2}{0,01 \cdot 2}.$$

$\Delta P = 10\,731$  Па.

$\Delta P = 0,1073$  бар.

$\lambda$  – коэффициент трения трубы (лямбда), без единицы измерения;

$\lambda_{CU} = 0,03$ ;

$l = l_{\text{экв}}$ , метрах,  $l_{\text{экв}} = 6,50$  м ( $l_{\text{геом}} + 30\%$  как прибавка на фитинги);

$\rho_R$  – плотность жидкого хладагента R 404A при:

$t_3 = +38^\circ\text{C}$ ;  $\rho_R = 952,38$  кг/м<sup>3</sup>;

$w$  – скорость течения, м/с;

$w = 1,075$  м/с;

$d_i$  – внутренний диаметр трубы, м;

$d_i = 0,01$  м.

В итоге получаем:

$$\frac{\text{м} \cdot \text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{м} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{с}^2} = \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = \text{Па.}$$

$$\Delta P_{\text{восходящего участка}} = h \cdot \rho_R \cdot g \text{ в } \text{Н/м}^2 = \text{Па,}$$

где  $h = 7,0$  м;

$\rho_R = 952,38$  кг/м<sup>3</sup>;

$g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>;

$\Delta P = 7,0 \cdot 952,38 \cdot 9,81 = 65\,399,93$  Па;

$\Delta P = 0,654$  бар;

$\Delta P_{\text{восходящего участка}} = 0,654$  бар.

$\Delta P_{\text{распределителя жидкого хладагента}}$  } вместе  $\Delta P = 0,5$  бар,

$\Delta P_{\text{распределительных трубок}}$  } поскольку используется распределитель Küba-CAL.

В противном случае на практике принимают для распределителя Вентури  $\Delta P = 0,5$  бар и для распределительных трубок  $\Delta P = 0,5$  бар; при использовании распределителя с трубкой Пито получается  $\Delta P = 3,5$  бар.

Расчет полного падения давления при прохождении через ТРВ:

$$\Delta P_{\text{общ}} = (18,30 - 2,27) - (0,14 + 0,0391 + 0,1168 + 0,1073 + 0,654 + 0,5).$$



$$\Delta P_{\text{общ}} = 16,03 - 1,5572 = 14,47 \text{ бар.}$$

Поправочный коэффициент для указанной выше разности давлений составляет:

$$K_{\Delta P} = 0,846.$$

Номинальная производительность ТРВ вычисляется с помощью формулы:

$$Q_N = Q_o \cdot K_{\text{л. Фл}} \cdot K_{\Delta P}, \text{ кВт.}$$

$$Q_N = 7,8 \cdot 1,845 \cdot 0,846 = 12,17 \text{ кВт.}$$

На основе вычисленной требуемой производительности ТРВ выбираем из каталога (см. табл. 2.31) следующий тип: Alco TCLE 250 SW.

Данный ТРВ имеет номинальную производительность по каталогу  $Q_o = 12,2$  кВт. Эта величина базируется на температуре кипения  $t_o = +4^\circ\text{C}$  и температуре конденсации  $t_c = +38^\circ\text{C}$  с учетом переохлаждения жидкости  $\Delta T = 1$  К.

По этой причине потребовался пересчет на фактические условия работы установки с помощью расчетной формулы  $Q_N = Q_o \cdot K_{\Delta P}$ .

Таблица 2.31. Выбор ТРВ

ТРВ, модельный ряд									
Диапазон температур кипения $-45/+30, ^\circ\text{C}$									
<b>T</b>									
		R 134 A		R 22		R 404 A / R 507		R 407 C	
Типо-размер	Тип	Номинальная производительность, кВт	Тип	Номинальная производительность, кВт	Тип	Номинальная производительность, кВт	Тип	Номинальная производительность, кВт	Вставка клапана
	25 MW	1,5	50 HW	1,9	25 SW	1,3	50 NW	2,1	X 22440-B1B
	75 MW	2,9	100 HW	3,7	75 SW	2,6	100 NW	4,0	X 22440-B2B
	150 MW	6,1	200 HW	7,9	150 SW	5,6	200 NW	8,5	X 22440-B3B
	200 MW	9,3	250 HW	11,9	200 SW	8,4	300 NW	12,9	X 22440-B3, 5B
<b>TCLE</b>	250 MW	13,5	300 HW	17,3	250 SW	12,2	400 NW	18,7	X 22440-B4B
	350 MW	17,3	500 HW	22,2	400 SW	15,7	550 NW	24,0	X 22440-B5B
	550 MW	23,6	750 HW	30,4	600 SW	21,5	750 NW	32,9	X 22440-B6B
	750 MW	32,0	1000 HW	41,1	850 SW	29,0	1000 NW	44,4	X 22440-B7B
	900 MW	37,2	1200 HW	47,8	1000 SW	33,8	1150 NW	51,7	X 22440-B8B
<b>TJRE</b>	11 MW	45	14 HW	58	12 SW	40	14 NW	62	X 11873-B4B
	13 MW	57	18 HW	74	14 SW	51	17 NW	80	X 11873-B5B
	16 MW	71	22 HW	91	18 SW	63	21 NW	99	X 9117-B6B
<b>TERE</b>	19 MW	81	26 HW	104	20 SW	72	25 NW	112	X 9117-B7B
	25 MW	112	35 HW	143	27 SW	99	33 NW	155	X-9117-B8B
	31 MW	135	45 HW	174	34 SW	120	42 NW	188	X 9117-B9B
<b>TIRE</b>	45 MW	174	55 HW	223	47 SW	154	52 NW	241	X-9166-B10B
<b>THRE</b>	55 MW	197	75 HW	253	61 SW	174	71 NW	273	X 9144-B11B
	68 MW	236	100 HW	302	77 SW	209	94 NW	327	X 9144-B13B

Значения указанной номинальной производительности даны в пересчете на следующие характеристики: температура кипения  $+4^\circ\text{C}$ , температура конденсации  $+38^\circ\text{C}$  и переохлаждение жидкости 1 К на входе в клапан.

Таблица 2.32. Поправочные коэффициенты для хладагента R 404A

Температура жидкости перед клапаном, °C	Поправочный коэффициент, $K_t$ Температура кипения, °C															Температура жидкости перед клапаном, °C	
	R 404A					R 404A					R 404A						
	+30	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	
+60	1,56	1,59	1,64	1,69	1,74	1,81	1,88	1,96	2,06	2,43	2,95	3,56	4,37	5,38	6,71	8,47	+60
+55	1,32	1,35	1,38	1,42	1,46	1,50	1,55	1,61	1,68	1,96	2,36	2,83	3,43	4,16	5,12	6,34	+55
+50	1,32	1,18	1,20	1,26	1,26	1,30	1,34	1,38	1,43	1,67	1,99	2,37	2,85	3,43	4,18	5,14	+50
+45	1,04	1,05	1,07	1,10	1,12	1,15	1,18	1,22	1,26	1,46	1,74	2,05	2,46	2,95	3,57	4,35	+45
+40	0,94	0,96	0,97	0,99	1,02	1,04	1,07	1,09	1,13	1,30	1,55	1,82	2,17	2,59	3,13	3,80	+40
+35	0,87	0,88	0,90	0,91	0,93	0,95	0,97	1,00	1,02	1,18	1,40	1,64	1,96	2,33	2,80	3,38	+35
+30	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	1,08	1,28	1,50	1,78	2,11	2,53	3,05	+30
+25		0,76	0,77	0,79	0,80	0,82	0,83	0,85	0,87	1,00	1,18	1,39	1,64	1,94	2,32	2,79	+25
+20			0,73	0,74	0,75	0,77	0,78	0,80	0,81	0,94	1,10	1,29	1,52	1,80	2,15	2,58	+20
+15				0,70	0,71	0,72	0,73	0,75	0,76	0,88	1,03	1,21	1,42	1,68	2,00	2,40	+15
+10					0,67	0,68	0,69	0,71	0,72	0,83	0,97	1,13	1,34	1,58	1,88	2,25	+10
+5						0,65	0,66	0,67	0,68	0,78	0,92	1,07	1,26	1,49	1,77	2,11	+5
0							0,63	0,64	0,65	0,75	0,88	1,02	1,20	1,41	1,67	2,00	0
-5								0,61	0,62	0,71	0,83	0,97	1,14	1,34	1,59	1,90	-5
-10									0,60	0,68	0,80	0,93	1,09	1,28	1,52	1,81	-10
	Поправочный коэффициент, $K_{\Delta P}$																
$\Delta P$ , бар	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0	9,0	$\Delta P$ , бар
$K_{\Delta P}$	4,55	3,21	2,62	2,27	2,03	1,86	1,72	1,61	1,52	1,44	1,37	1,31	1,26	1,21	1,14	1,07	$K_{\Delta P}$
$\Delta P$ , бар	10,1	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0	22,0	23,0	24,0	25,0	$\Delta P$ , бар
$K_{\Delta P}$	1,02	0,97	0,93	0,89	0,86	0,83	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72	0,70	0,69	0,67	0,66	0,64	$K_{\Delta P}$

### 2.6.1.1. Контрольные задания

Требуется рассчитать ТРВ для камеры охлаждения пива на основе холодопроизводительности  $Q_o = 3,8$  кВт при  $t_R = +5^\circ\text{C}$  и  $t_o = -5^\circ\text{C}$ ;  $t_c = +45^\circ\text{C}$ ;  $t_3 = +43^\circ\text{C}$ ;  $t_1 = +3^\circ\text{C}$ . В качестве хладагента используется R 134a (таблица свойств водяного пара для R 134a). Испаритель расположен на расстоянии 2,5 м выше выхода из коллектора для сбора жидкости. Жидкостный трубопровод длиной 8 м и диаметром  $d_a = 10 \times 1$  мм. В трубопроводе предусмотрено смотровое стекло и фильтр-осушитель для хладагента. Поскольку такой агрегат включается от камерного термостата, необходимость в электромагнитном клапане в данном случае отпадает. Кроме того, здесь не впаяны запорные вентили. В качестве испарителя находит применение тип Küba SPA 031.

Принимаем ТРВ со сменным вставным блоком и верхней частью, а также стандартный ТРВ с присоединением пайкой/развальцовкой.

## Варианты решений

1. Вычитание величины давления испарения  $P_0$  из величины давления конденсации  $P_C$ :  $P_C - P_0 = 11,529 \text{ бар} - 2,435 \text{ бар} = 9,157 \text{ бар}$ .

2. Определение падения давления в компонентах жидкостного трубопровода, если таковые имеются, например:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{осушителя}} &= 0,14 \text{ бар}; \\ \Delta P_{\text{жидкостного трубопровода}} &= 0,0322 \text{ бар}; \\ \Delta P_{\text{восходящего участка}} &= 0,278 \text{ бар}; \\ \Delta P_{\text{смотрового стекла}} &\text{ (отпадает);} \\ \Delta P_{\text{запорного вентиля с ручным управлением}} &\text{ (отпадает);} \\ \Delta P_{\text{электромагнитного клапана}} &\text{ (отпадает);} \\ \Delta P_{\text{распределителя жидкого хладагента}} &\text{ (отпадает);} \\ \Delta P_{\text{распределительных трубок}} &\text{ (отпадает).} \end{aligned}$$

В испарителе SPA 031C многократный впрыск не предусмотрен.

Определение скорости течения  $w$ :

$$w = \frac{Q_0 \cdot 4}{\rho_R \cdot q_{\text{ОН}} \cdot d_i^2 \cdot \pi}, \text{ м/с.}$$

$$\begin{aligned} Q_0 &= 3,8 \text{ кДж/с}; \\ \rho_R &= 1135 \text{ кг/м}^3; \\ q_{\text{ОН}} &= 404 - 260,53 = 143,47 \text{ кДж/кг}; \end{aligned}$$

$$w = \frac{3,8 \cdot 4}{1135 \cdot 143,47 \cdot (0,008)^2 \cdot \pi} = 0,46 \text{ м/с.}$$

Определение падения давления в жидкостном трубопроводе без восходящего участка:

$$\Delta P = \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho_R \cdot w^2}{d_i \cdot 2}, \text{ Па,}$$

где  $\lambda_{\text{CU}} = 0,03$ ;

$$l = l_{\text{экр}}, \text{ м};$$

$$l_{\text{экр}} = l_{\text{геом}} + 30\%;$$

$$l_{\text{экр}} = 7,15 \text{ м};$$

$$\rho_R = 1135 \text{ кг/м}^3;$$

$$w = 0,46 \text{ м/с};$$

$$d_i = 0,008 \text{ м.}$$

$$\Delta P = \frac{0,03 \cdot 7,15 \cdot 1135 \cdot (0,46)^2}{0,008 \cdot 2}.$$

$$\Delta P = 3219,73 \text{ Па.}$$

$$\Delta P = 0,0322 \text{ бар.}$$

$$\Delta P_{\text{восходящего участка}} = h \cdot \rho_R \cdot g, \text{ Н/м}^2,$$

где  $h = 2,50 \text{ м}$ ;

$$\rho_R = 1135 \text{ кг/м}^3;$$

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2.$$

$$\Delta P_{\text{восходящего участка}} = 2,5 \cdot 1135 \cdot 9,81, \text{ Н/м}^2.$$

$$\Delta P_{\text{восходящего участка}} = 0,2786 \text{ бар.}$$

3. Расчет полного падения давления, обусловленного ТРВ:

$$\Delta P_{\text{общ}} = (P_C - P_0) - (\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3), \text{ бар.}$$

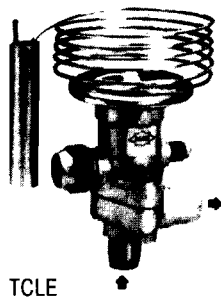
$$\Delta P_{\text{общ}} = (11,529 - 2,435) - (0,14 + 0,0322 + 0,278).$$

$$\Delta P_{\text{общ}} = 8,71 \text{ бар.}$$

4. Измерение температуры жидкого хладагента перед ТРВ:  
 $t_3 = +43^\circ\text{C}$ .
5. Определение поправочного коэффициента  $K_{i,FI}$  по таблице:  
 $K_{i,FI} = 1,122$ .
6. Определение поправочного коэффициента  $K_{\Delta P}$  по таблице:  
 $K_{\Delta P} = 0,842$
7. Вычисление производительности ТРВ в принятых условиях работы установки:  
 $Q_N = Q_o \cdot K_i \cdot K_{\Delta P}$ , кВт.  
 $Q_N = 3,8 \cdot 1,122 \cdot 0,842 = 3,59$  кВт.
8. Выбор соответствующего типа клапана (см. табл. 2.31–3.34).
  - 8.1. TCLE 150 MW
  - 8.2. TISE-MW с вставным блоком (размер сопла 3) – с наружным выравниванием давления.
  - 8.3. TIS-MW с вставным блоком (размер сопла 3) – с внутренним выравниванием давления.
  - 8.4. TN 2 с соплом 03, внутреннее выравнивание давления (Danfoss, без выборки из каталога).
  - 8.5. TN 2 с соплом 03, наружное выравнивание давления (Danfoss, без выборки из каталога).

Таблица 2.33. Выбор ТРВ

ТРВ, модельный ряд		Т							
Диапазон температур кипения $-45/+30, ^\circ\text{C}$									
R 134 A		R 22		R 404 A / R 507		R 407 C			
Тип-размер	Тип	Номинальная производительность, кВт	Тип	Номинальная производительность, кВт	Тип	Номинальная производительность, кВт	Тип	Номинальная производительность, кВт	Вставка клапана
	25 MW	1,5	50 HW	1,9	25 SW	1,3	50 NW	2,1	X 22440-B1B
	75 MW	2,9	100 HW	3,7	75 SW	2,6	100 NW	4,0	X 22440-B2B
	150 MW	6,1	200 HW	7,9	150 SW	5,6	200 NW	8,5	X 22440-B3B
	200 MW	9,3	250 HW	11,9	200 SW	8,4	300 NW	12,9	X 22440-B3, 5B
TCLE	250 MW	13,5	300 HW	17,3	250 SW	12,2	400 NW	18,7	X 22440-B4B
	350 MW	17,3	500 HW	22,2	400 SW	15,7	550 NW	24,0	X 22440-B5B
	550 MW	23,6	750 HW	30,4	600 SW	21,5	750 NW	32,9	X 22440-B6B
	750 MW	32,0	1000 HW	41,1	850 SW	29,0	1000 NW	44,4	X 22440-B7B
	900 MW	37,2	1200 HW	47,8	1000 SW	33,8	1150 NW	51,7	X 22440-B8B



TCLE

Код обозначения типа клапана:

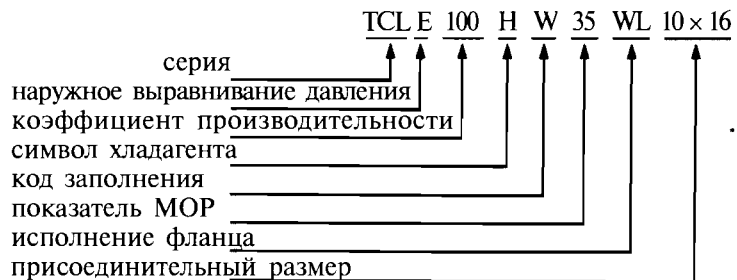


Таблица 2.34. Поправочный коэффициент для R 134a

Температура жидкости перед клапаном, °C	Поправочный коэффициент, $K_1$ Температура кипения, °C															Температура жидкости перед клапаном, °C	
	R 134a					R 134a					R 134a						
	+30	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	
+60	1,22	1,25	1,27	1,30	1,33	1,36	1,40	1,44	1,48	1,75	2,08	2,46	2,94	3,50	4,12	4,83	+60
+55	1,14	1,16	1,18	1,21	1,23	1,26	1,29	1,33	1,36	1,60	1,90	2,25	2,68	3,18	3,74	4,36	+55
+50	1,07	1,08	1,10	1,13	1,15	1,17	1,20	1,23	1,26	1,48	1,76	2,07	2,46	2,92	3,42	3,98	+50
+45	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,10	1,12	1,15	1,17	1,38	1,63	1,92	2,28	2,70	3,15	3,65	+45
+40	0,93	0,96	0,98	0,99	1,01	1,03	1,05	1,08	1,10	1,29	1,52	1,79	2,12	2,50	2,92	3,38	+40
+35	0,90	0,91	0,92	0,94	0,96	0,97	0,99	1,01	1,03	1,21	1,43	1,68	1,99	2,34	2,73	3,15	+35
+30	0,85	0,86	0,88	0,89	0,91	0,92	0,94	0,96	0,98	1,14	1,35	1,58	1,87	2,20	2,55	2,95	+30
+25		0,82	0,83	0,85	0,86	0,87	0,89	0,91	0,92	1,08	1,27	1,49	1,76	2,07	2,40	2,77	+25
+20			0,80	0,81	0,82	0,83	0,85	0,89	0,88	1,02	1,21	1,41	1,67	1,96	2,27	2,61	+20
+15				0,77	0,78	0,79	0,81	0,82	0,84	0,97	1,15	1,34	1,58	1,85	2,15	2,47	+15
+10					0,75	0,76	0,77	0,78	0,80	0,93	1,09	1,25	1,51	1,76	2,04	2,35	+10
+5						0,73	0,74	0,75	0,76	0,89	1,04	1,22	1,44	1,68	1,94	2,23	+5
0							0,71	0,72	0,73	0,85	1,00	1,17	1,37	1,61	1,86	2,13	0
-5								0,69	0,70	0,82	0,96	1,12	1,31	1,54	1,78	2,04	-5
-10									0,68	0,79	0,92	1,07	1,26	1,48	1,70	1,95	-10
Поправочный коэффициент, $K_{\Delta P}$																	
$\Delta P$ , бар	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	$\Delta P$ , бар
$K_{\Delta P}$	3,50	2,48	2,02	1,75	1,57	1,43	1,32	1,24	1,17	1,11	1,06	1,01	0,97	0,94	0,90	0,88	$K_{\Delta P}$
$\Delta P$ , бар	8,5	9,0	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	$\Delta P$ , бар
$K_{\Delta P}$	0,85	0,83	0,80	0,78	0,76	0,75	0,73	0,72	0,69	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,57	0,55	$K_{\Delta P}$

Таблица 2.35. Вставки клапанов

Размер	Тип	№ заказа	Номинальная производительность Q (кВт)				
			R 134a	R 22	R 404A	R 407C	R 507
00	ТЮ-00X	800 532	0,3	0,5	0,4	0,5	0,4
0	ТЮ-000	800 533	0,8	1,3	1,0	1,4	1,0
1	ТЮ-001	800 534	1,9	3,2	2,3	3,5	2,3
2	ТЮ-002	800 535	3,1	5,3	3,9	5,7	3,9
3	ТЮ-003	800 536	5,0	8,5	6,2	9,2	6,2
4	ТЮ-004	800 537	8,3	13,9	10,1	15,0	10,1
5	ТЮ-005	800 538	10,1	16,9	12,3	18,3	12,3
6	ТЮ-006	800 539	11,7	19,5	14,2	21,1	14,2

Данные значений номинальной производительности относятся к температуре кипения +4°C, температуре конденсации +38°C с учетом переохлаждения жидкости 1 К.

### 2.6.2. Электромагнитный клапан (MV)

В задачу электромагнитных клапанов в холодильной установке входит перекрытие трубопроводов с хладагентом (нагнетательного, жидкостного или всасывающего).

Так, например, требуется перекрыть на период оттаивания горячим паром всасывающий трубопровод, когда перегретый хладагент проходит к испарителю по напорному оттаивательному трубопроводу.

Жидкостный трубопровод перекрывается в целях включения откачивающего насоса.

При регулировке байпаса горячего пара, как показано на рис. 2.60, электромагнитный клапан требуется и в нагнетательном трубопроводе для выполнения возможно необходимой откачки установки.

Поскольку регулятор обводной линии горячего пара срабатывает на открытие при падении давления ниже его давления настройки, то понизить давление всасывания без соответствующего электромагнитного клапана невозможно.

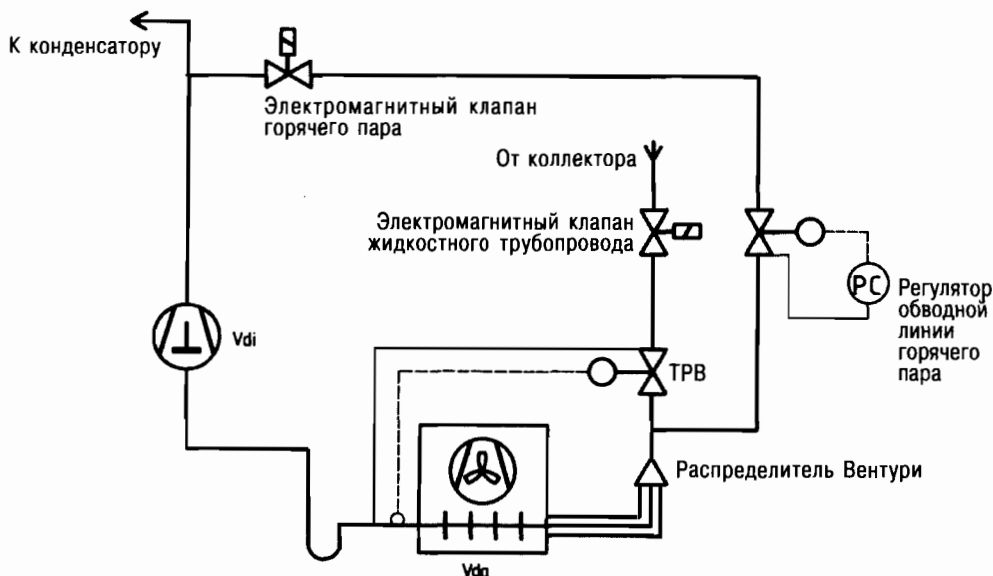


Рис. 2.60.

Среди электромагнитных клапанов различают клапаны прямого действия (с непосредственным управлением) и непрямого действия (с управлением посредством следящей системы).

При прямом управлении (см. рис. 2.60) клапанами электромагнитное поле катушки передается якорю электромагнита, непосредственно обеспечивающему открытие вставного блока клапана.

По этой причине электромагнитные клапаны прямого действия, в отличие от сервоклапанов, для пребывания в открытом состоянии не нуждаются в минимальном падении давления протекающего хладагента.

При обесточенной катушке электромагнитное поле отсутствует, так что якорь под действием усилия пружины прижимается к седлу клапана.

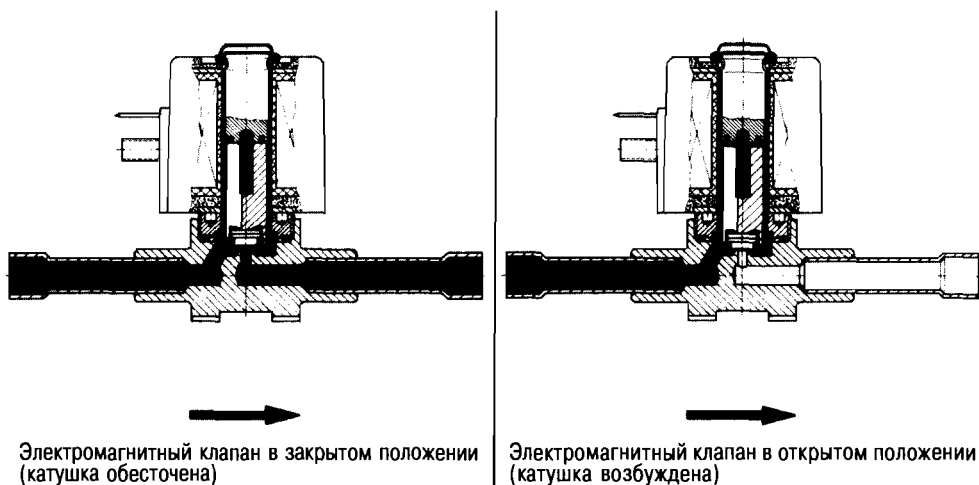


Рис. 2.61.

При возбужденной катушке возникает магнитное поле и якорь притягивается. Клапан при этом обеспечивает возможность протекания потока жидкости.

Клапан непрямого действия (см. рис. 2.62) функционирует следующим образом: электромагнитная сила катушки используется для открытия либо закрытия только вспомогательного, но не основного седла клапана. Энергия для приведения в действие сервопоршня, обеспечивающего такое открытие и закрытие, исходит от протекающего жидкого хладагента, что проявляется в виде определенного падения давления.

При этом следует иметь в виду, что минимальное падение давления для удержания сервопоршня в открытом положении составляет 0,05 бар.

При обесточенной катушке электромагнитное поле вокруг нее отсутствует, так что якорь под действием малой спиральной пружины прижимается к вспомогательному седлу клапана, закрывая его. В сервопоршне предусмотрено небольшое

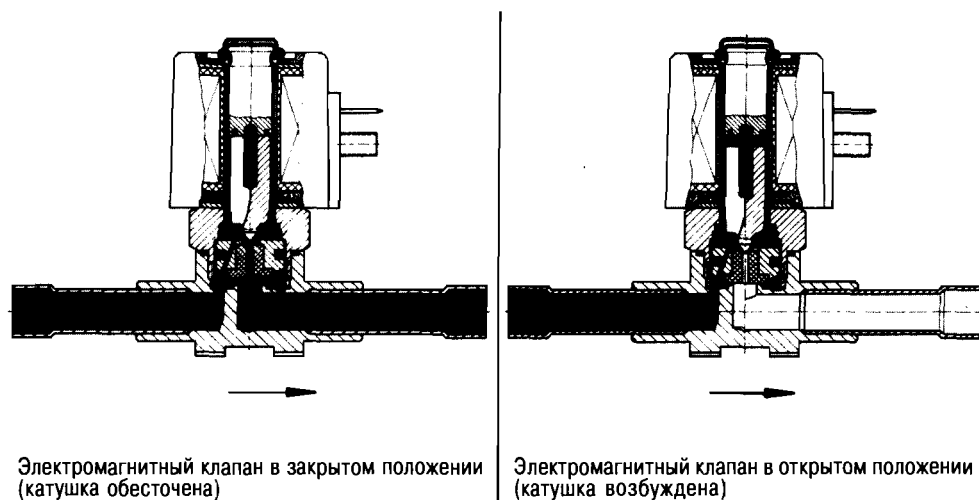


Рис. 2.62.

компенсирующее отверстие, через которое хладагент от входной стороны клапана проникает в пространство над поршнем. Благодаря этому давление на входе может воздействовать на всю верхнюю сторону поршня как сила закрытия, прижимающая поршень к основному седлу. При этом хладагент не имеет возможности покинуть клапан, ибо, как уже упоминалось, якорь удерживает вспомогательное седло в закрытом положении: клапан закрыт (см. рис. 2.62, левая сторона).

При возбужденной катушке возникает электромагнитное поле, что сопровождается притягиванием якоря. В результате этого освобождается вспомогательное седло, так что хладагент, пребывающий в пространстве над сервопоршнем, может выйти из клапана. Теперь на верхней стороне сервопоршня имеет место более низкое давление на выходе, поэтому существующее под поршнем более высокое давление на входе способно отвести поршень от основного седла: клапан открыт (см. справа рис. 2.62).

### 2.6.2.1. Расчет электромагнитного клапана

В технической документации изготовители указывают номинальную производительность клапанов всегда из расчета определенных базовых данных, какими являются, в частности:

при использовании жидкости:  $t_o = +4^\circ\text{C}$ ;  $t_c = +38^\circ\text{C}$ ;

$\Delta P_{\text{клапана}} = 0,15$  бар;

при использовании горячего пара:  $t_o = +4^\circ\text{C}$ ;  $t_c = +38^\circ\text{C}$ ;

$\Delta P_{\text{клапана}} = 1,0$  бар;  $t$  температура всасываемого газа =  $+18^\circ\text{C}$ ;

при использовании всасываемого газа:  $t_o = +4^\circ\text{C}$ ;  $t_c = +38^\circ\text{C}$ ;

$\Delta P_{\text{клапана}} = 0,15$  бар.

При других данных величины производительности клапана придется пересчитывать с помощью уравнения  $Q_N = Q_o \cdot K_i \cdot K_{\Delta P}$ , применяя соответствующие поправочные коэффициенты  $K_i$  и, соответственно,  $K_{\Delta P}$ .

Производительность клапана зависит от следующих параметров: плотности  $\rho_R$  хладагента, падения давления  $\Delta P$  при открытом клапане (проектное значение) и имеющейся энтальпии кипения  $\Delta h$  хладагента при соответствующих рабочих условиях.

Если исходить из номинальной производительности клапана  $Q_1$  для плотности  $\rho_1$ , энтальпии испарения  $\Delta h_1$  и падения давления  $\Delta P_1$ , то варьирование этих трех параметров также вызовет изменение номинальной производительности клапана для новых рабочих условий.

В случае повышения плотности хладагента возрастает его массовый расход и, следовательно, производительность клапана:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}}.$$

Величина энтальпии кипения непосредственным образом влияет на номинальную производительность.

Если вместо энтальпии кипения  $\Delta h_1$  предлагается энтальпия  $\Delta h_2$ , получаем номинальную производительность:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{\Delta h_2}{\Delta h_1}.$$

Если вместо падения давления мы имеем дело с падением давления  $\Delta P_2$ , то получается:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1}}.$$



Если же вместо указанной номинальной производительности  $Q_1 = 10$  кВт при падении давления приводится холодопроизводительность  $Q_2$ , получается новая величина падения давления:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \cdot \left( \sqrt{\frac{Q_2}{Q_1}} \right)^2.$$

Если  $Q_2 = 5$  кВт составляет 50% полной холодопроизводительности ( $Q_1 = 10$  кВт) при наличии компрессора с регулируемой производительностью, а запланированное падение давления  $\Delta P = 0,10$  бар, то эта величина будет снижена теперь до  $\Delta P_2 = 0,025$  бар.

Если в холодильной установке используется электромагнитный клапан непрямого действия, необходимо всеми силами избегать минимального падения давления  $\Delta P_{\text{мин}}$  ниже величины 0,05 бар.

В итоге получаем новое значение производительности клапана:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{\Delta h_2}{\Delta h_1} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}}.$$

### Пример 1

Выбор клапана для хладагентов, не указанных в предлагаемых изготовителем таблицах значений производительности.

Какую номинальную производительность при использовании жидкости имеет электромагнитный клапан R 22 с номинальной производительностью  $Q_N = 7,1$  кВт при  $\Delta P = 0,15$  бар, при  $t_o = +4^\circ\text{C}$  и  $t_c = +38^\circ\text{C}$  в режиме замораживания R 23 каскадной холодильной установки с  $t_o = -60^\circ\text{C}$ ,  $t_c = -10^\circ\text{C}$  и  $\Delta P = 0,10$  бар?

#### Решение

- $\Delta h_{R22} = 406,32$  кДж/кг  $- 246,69$  кДж/кг =  $159,63$  кДж/кг.
- плотность жидкости  $\rho_R = 1,14$  кг/литр (R 22).
- $\Delta h_{R23} = 1050,77$  кДж/кг  $- 899,363$  кДж/кг =  $151,41$  кДж/кг.
- плотность жидкости  $\rho_R = 1,1017$  кг/литр (R 23).

$$5. Q_2 = 7,1 \text{ кВт} \cdot \frac{151,41 \text{ кДж/кг}}{159,63 \text{ кДж/кг}} \cdot \sqrt{\frac{0,10 \text{ бар}}{0,15 \text{ бар}}} \cdot \sqrt{\frac{1,1017 \text{ кг/литр}}{1,140 \text{ кг/литр}}}.$$

- $Q_2 = 5,41$  кВт.

Электромагнитный клапан в цикле R 23 при указанных рабочих условиях установки обеспечивает производительность  $Q_2 = 5,41$  кВт на основе измененных параметров: плотности, разности энтальпий, разности давлений.

### Пример 2

Расчет электромагнитного клапана для жидкостного трубопровода на основе показателя  $k_v$  (коэффициента пропускной способности):

$$k_v = m_r \cdot \sqrt{\left( \frac{1 \cdot \text{бар} \cdot \text{м}^3}{\Delta P \cdot \rho_R \cdot 1000 \text{ кг}} \right)}, \text{ м}^3/\text{ час}.$$

Хладагент R134a,  $t_o = -10^\circ\text{C}$ ,  $t_c = +45^\circ\text{C}$ ;  $Q_o = 45$  кВт;  $\Delta P = 0,10$  бар (проектное значение),  $t_j = +43^\circ\text{C}$

#### Решение

- $\Delta h = 391,61$  кДж/кг  $- 263,50$  кДж/кг =  $128,12$  кДж/кг.

$$2. m_R = \frac{Q_o}{\Delta h} = \left( \frac{45 \text{ кДж} \cdot \text{кг}}{128,12 \text{ с} \cdot \text{кДж}} \right) = 0,3512 \text{ кг/с} = 1\,264,44 \text{ кг/час.}$$

$$3. \rho_R = 1,125 \text{ кг/литр} = 1\,125 \text{ кг/м}^3.$$

$$4. \Delta P = 0,10 \text{ бар (выбранная величина).}$$

$$5. k_v = 1\,264 \text{ кг/час} \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot \text{бар} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{м}^3}{0,10 \text{ бар} \cdot 1\,125 \text{ кг} \cdot 1000 \text{ кг}}}$$

$$k_v = 1\,264 \text{ кг/час} \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot \text{м}^3 \cdot \text{м}^3}{112500 \text{ кг} \cdot \text{кг}}}$$

$$k_v = 3,77 \text{ м}^3/\text{час.}$$

6. Выбран электромагнитный клапан типа 240RA 9 T7 со следующими техническими характеристиками:

$$k_v = 4,8 \text{ м}^3/\text{час}; Q_N = 76,2 \text{ кВт}; \text{штуцер } 22 \text{ мм под пайку.}$$

$$7. \text{Превышается требуемое минимальное падение давления } \Delta P_{\text{мин}} = 0,05 \text{ бар.}$$

Образец:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \cdot \left( \frac{k_v - \text{вычисленное}}{k_v - \text{каталожное}} \right)^2$$

$$\Delta P_2 = 0,10 \text{ бар} \cdot \left( \frac{3,77 \text{ м}^3/\text{час}}{4,80 \text{ м}^3/\text{час}} \right)$$

$$\Delta P_2 = 0,06 \text{ бар} > \Delta P_{\text{мин}}$$

Пример 3

Расчет электромагнитного клапана из примера 2 на основе таблиц выбора (табл. 2.36) от изготовителя.

Хладагент R134a,  $t_o = -10^\circ\text{C}$ ,  $t_c = +45^\circ\text{C}$ ;  $Q_o = 45 \text{ кВт}$ ;  $\Delta P = 0,10 \text{ бар}$  (проектная величина).

Решение

$$Q_N = Q_o \cdot K_{t, \text{FI}} \cdot K_{\Delta P}$$

1. Определение поправочного коэффициента  $K_{t, \text{FI}}$  для  $t_3 = +43^\circ\text{C}$  при:

$$t_o = -10^\circ\text{C};$$

$$K_{t, \text{FI}} = 1,128.$$

2. Определение поправочного коэффициента  $K_{\Delta P}$  для запланированного падения давления

$$\Delta P = 0,10 \text{ бар в клапане};$$

$$K_{\Delta P} = 1,22.$$

3. Вычисление производительности клапана в кВт

$$Q_N = 45 \cdot 1,128 \cdot 1,22 = 61,93 \text{ кВт.}$$

4. Выбран: электромагнитный клапан типа 240 RA 9 T7 с  $Q_N = 76,2 \text{ кВт}$ .

5. Превышается требуемое минимальное падение давления для этого сервоклапана.

Образец:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \cdot \left( \frac{Q_N - \text{вычисленн.}}{Q_N - \text{каталожн.}} \right)^2$$

$$\Delta P_2 = 0,10 \text{ бар} \cdot \left( \frac{61,93 \text{ кВт}}{76,20 \text{ кВт}} \right)^2$$

$$\Delta P_2 = 0,071 \text{ бар} > \Delta P_{\text{мин}}$$



240 RA

Рис. 2.63. Электромагнитный клапан

Таблица 2.36

Тип	Заказ №	Соединение труб	Номинальная производительность, $Q_p$ , кВт			Показатель $K_p$ , $\text{м}^3/\text{час бар}$
			Нагретый газ R 404A	Всасываемый газ R 404A	Всасываемый газ R 407C	
		Пайка/ODF Разваль- /SAE Жидкость R 404A цевка	Нагретый газ R 404A	Всасываемый газ R 404A	Показатель $K_p$ , $\text{м}^3/\text{час бар}$	
		мм дюймы мм дюймы	R 134a R 22 R 507 R 407C	R 134a R 22 R 507 R 407C	R 134a R 22 R 507 R 407C	
T2	801 217	6				
T2	801 210	1/4				
110 RB 2	T3 801 209	10 3/8	3,5	3,8 2,5 3,6	1,6 2,0 1,7 2,1	0,2 0
	F2 801 213	6 1/4				
	F3 801 212	10 3/8				
210 RB 3	T3 801 239	10 3/8	6,6	7,1 4,6 6,8	3,7 3,2 3,9	0,4
	F3 801 240	10 1/4				
	T3 801 176	10				
	T3 801 190	3/8				
200 RB 4	T4 801 178	12	15,5	16,8 10,9 16,1	7,1 8,8 7,5 9,2	0,9
	T4 801 179	1/2				
	F3 801 177	10 3/8				
	T4 801 182	12				
	T4 801 183	1/2				
200 RB 6	T5 801 186	16 5/8	27,3	29,5 18,9 28,0	12,5 15,4 13,1 16,1	1,6
	F4 801 187	12 1/2				
	F5 801 189	16 5/8				
240 RA 8	T5 801 160	5/8	36,3	39,3 25,2 37,3	16,7 20,5 17,4 21,4	4,2 5,6 4,6 5,2
	T7 801 143	22 7/8				



5\*



Таблица 2.37. Применение всасываемого пара

Температура кипения, °С	Поправочный коэффициент, $K_i$ Температура конденсации, °С									Температура кипения, °С		
	+60	+55	+50	+45	+40	+35	+30	+25	+20			
+10	1,03	0,97	0,92	0,88	0,84	0,80	0,76	0,74	0,71	+10		
0	1,40	1,32	1,25	1,20	1,14	1,10	1,04	1,01	0,96	0		
-10	1,71	1,62	1,53	1,47	1,40	1,34	1,27	1,23	1,18	-10		
-20	2,20	2,08	1,97	1,88	1,80	1,72	1,64	1,58	1,51	-20		
-30	2,79	2,63	2,50	2,39	2,27	2,19	2,07	2,01	1,92	-30		
-40	3,68	3,47	3,29	3,15	3,00	2,89	2,73	2,65	2,53	-40		
Поправочный коэффициент, $K_{\Delta P}$												
$\Delta P$ , бар	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	$\Delta P$ , бар
$K_{\Delta P}$	1,73	1,22	1,00	0,87	0,77	0,71	0,65	0,61	0,48	0,55	0,52	$K_{\Delta P}$

Таблица 2.38. Применение жидкости

Температура жидкости перед клапаном, °С	Поправочный коэффициент, $K_i$ Температура кипения, °С												Температура жидкости перед клапаном, °С			
	R 134a						R 22									
	+10	0	-10	-20	-30	-40	+10	0	-10	-20	-30	-40				
+60	1,33	1,40	1,48	1,56	1,67	1,79	1,26	1,30	1,38	1,38	1,44	1,50	+60			
+55	1,23	1,29	1,36	1,43	1,52	1,62	1,19	1,22	1,29	1,29	1,34	1,39	+55			
+50	1,15	1,20	1,26	1,32	1,39	1,48	1,12	1,15	1,21	1,22	1,26	1,30	+50			
+45	1,08	1,12	1,17	1,22	1,29	1,37	1,06	1,08	1,15	1,15	1,18	1,23	+45			
+40	1,01	1,05	1,10	1,14	1,20	1,27	1,01	1,03	1,09	1,09	1,12	1,16	+40			
+35	0,96	0,99	1,03	1,07	1,12	1,18	0,96	0,98	1,03	1,03	1,06	1,10	+35			
+30	0,91	0,94	0,98	1,01	1,06	1,11	0,92	0,94	0,99	0,98	1,01	1,04	+30			
+25	0,86	0,89	0,92	0,95	1,00	1,04	0,88	0,89	0,94	0,94	0,96	0,99	+25			
+20	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,98	0,84	0,86	0,90	0,90	0,92	0,95	+20			
+15	0,78	0,81	0,84	0,86	0,89	0,93	0,81	0,82	0,87	0,86	0,88	0,91	+15			
+10	0,75	0,77	0,80	0,82	0,85	0,89	0,78	0,79	0,83	0,83	0,85	0,87	+10			
+5		0,74	0,76	0,78	0,81	0,84		0,76	0,80	0,79	0,81	0,83	+5			
0		0,71	0,73	0,75	0,78	0,81		0,73	0,77	0,77	0,78	0,80	0			
-5			0,70	0,72	0,74	0,77			0,74	0,74	0,75	0,77	-5			
-10			0,68	0,69	0,71	0,74			0,72	0,71	0,73	0,74	-10			
Поправочный коэффициент, $K_{\Delta P}$																
$\Delta P$ , бар	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	$\Delta P$ , бар
$K_{\Delta P}$	1,73	1,22	1,00	0,87	0,77	0,71	0,65	0,61	0,58	0,55	0,52	0,50	0,48	0,46	0,45	$K_{\Delta P}$

Таблица 2.39

Температура жидкости перед клапаном, °С	R 404A						Температура жидкости перед клапаном, °С
	Поправочный коэффициент, $K_f$ Температура кипения, °С						
	+10	0	-10	-20	-30	-40	
+60	1,74	1,88	2,06	2,28	2,57	2,95	
+55	1,46	1,55	1,68	1,83	2,01	2,25	
+50	1,26	1,34	1,43	1,54	1,68	1,84	
+45	1,12	1,18	1,26	1,34	1,45	1,57	
+40	1,02	1,07	1,13	1,20	1,28	1,38	
+35	0,93	0,97	1,02	1,08	1,15	1,23	
+30	0,86	0,90	0,94	0,99	1,05	1,11	
+25	0,80	0,83	0,87	0,92	0,97	1,02	
+20	0,75	0,78	0,81	0,85	0,90	0,95	
+15	0,71	0,73	0,76	0,80	0,84	0,88	
+10	0,67	0,69	0,72	0,75	0,79	0,83	
+5		0,66	0,68	0,71	0,74	0,78	
0		0,63	0,65	0,68	0,71	0,74	
-5			0,62	0,65	0,67	0,70	
-10			0,60	0,62	0,64	0,67	

Температура жидкости перед клапаном, °С	R 407C				R 507				Температура жидкости перед клапаном, °С				
	Поправочный коэффициент, $K_f$ Температура кипения, °С												
	+10	0	-10	-20	-30	-40	+10	0	-10	-20	-30	-40	
+60							1,71	1,83	1,98	2,18	2,43	2,75	+60
+55	1,28	1,34	1,40	1,48			1,43	1,52	1,62	1,76	1,92	2,12	+55
+50	1,17	1,22	1,27	1,33			1,24	1,31	1,40	1,49	1,61	1,76	+50
+45	1,08	1,12	1,17	1,22			1,11	1,17	1,23	1,31	1,40	1,52	+45
+40	1,01	1,04	1,08	1,13			1,01	1,06	1,11	1,17	1,25	1,34	+40
+35	0,94	0,98	1,01	1,05			0,93	0,97	1,01	1,07	1,13	1,20	+35
+30	0,89	0,92	0,95	0,99			0,86	0,89	0,93	0,98	1,03	1,09	+30
+25	0,84	0,87	0,90	0,93			0,80	0,83	0,87	0,91	0,95	1,01	+25
+20	0,80	0,82	0,85	0,88			0,75	0,78	0,81	0,85	0,89	0,93	+20
+15	0,76	0,78	0,81	0,84			0,71	0,73	0,76	0,79	0,83	0,87	+15

Таблица 2.39 (окончание)

Температура жидкости перед клапаном, °C	Поправочный коэффициент, $K_f$ Температура кипения, °C												Температура жидкости перед клапаном, °C			
	R 407C						R 507									
	+10	0	-10	-20	-30	-40	+10	0	-10	-20	-30	-40				
+10	0,73	0,75	0,77	0,80			0,67	0,69	0,72	0,74	0,78	0,81	+10			
5		0,72	0,74	0,76				0,65	0,68	0,70	0,73	0,76	+5			
0		0,69	0,71	0,73				0,62	0,64	0,66	0,69	0,72	0			
-5			0,68	0,70					0,61	0,63	0,65	0,68	-5			
-10			0,65	0,67					0,58	0,60	0,62	0,64	-10			
Поправочный коэффициент, $K_{\Delta P}$																
$\Delta P$ , бар	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	$\Delta P$ , бар
$K_{\Delta P}$	1,73	1,22	1,00	0,87	0,77	0,71	0,65	0,61	0,58	0,55	0,52	0,50	0,48	0,46	0,45	$K_{\Delta P}$
Применение нагретого газа																
Поправочный коэффициент, $K_g$																
	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40					
$K_{\Delta P}$	1,73	1,22	1,00	0,87	0,77	0,71	0,65	0,61	0,48	0,55	0,52	$K_{\Delta P}$				
Поправочный коэффициент, $K_{\Delta P}$																
$\Delta P$ , бар	0,35	0,50	0,70	1,10	1,50	2,00	2,50	3,00	4,00	$\Delta P$ , бар						
$K_{\Delta P}$	1,72	1,49	1,22	1,00	0,86	0,78	0,73	0,70	0,65	$K_{\Delta P}$						

2.6.2.2. Контрольные задания

На рис. 2.64 показан один из испарителей холодильной установки для низкотемпературной камеры, оттаиваемой горячим паром.

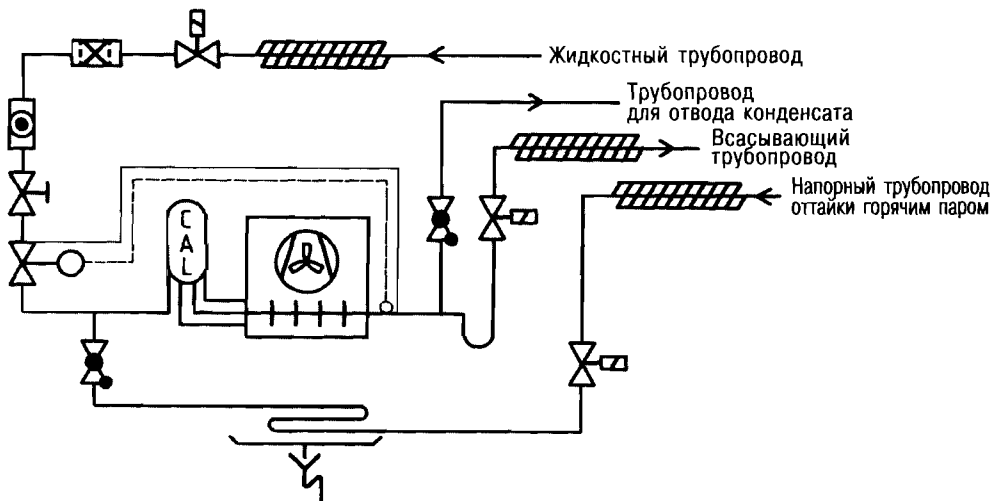


Рис. 2.64.

Этот испаритель работает при следующих условиях:  
расход холода: 11 кВт;  $t_R = -20^\circ\text{C}$ ;  $t_0 = -28^\circ\text{C}$ ;  $t_C = +40^\circ\text{C}$ ;  $t_S = -30^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T_{\text{sl}} = 2 \text{ K}$ ;  
 $Q_0 = 11 \text{ кВт}$ ;  $t_3 = 0^\circ\text{C}$  (из-за переохлаждения жидкости!); R 507; оттаивание с помощью горячего пара; испаритель фирмы Кюба SGB50-F61, V6.07;  $Q_0 = 11,79 \text{ кВт}$ .

Требуется рассчитать:

- 1) электромагнитный клапан для жидкости;
- 2) электромагнитный клапан для всасываемого пара;
- 3) электромагнитный клапан для горячего пара.

**Варианты решений**

К п. 1. Определение поправочных коэффициентов  $K_{i,\text{FI}}$  и  $K_{\Delta P,\text{FI}}$ :

$$K_{i,\text{FI}} = 0,684; K_{\Delta P,\text{FI}} = 1,22 \text{ при } \Delta P_{\text{проектн}} = 0,10 \text{ бар.}$$

См. табл. 2.39 – применение жидкости (FI).

Расчет номинальной производительности клапана в кВт:

$$Q_N = Q_0 \cdot K_{i,\text{FI}} \cdot K_{\Delta P,\text{FI}} = 11 \text{ кВт} \cdot 0,684 \cdot 1,22 = 9,18 \text{ кВт.}$$

$$Q_N = 9,18 \text{ кВт.}$$

Выбран тип клапана: 200 RB 4T4 с  $Q_N = 10,9 \text{ кВт}$ , см. табл. 2.36.

Разность давлений:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \cdot \left( \frac{Q_N}{Q_{\text{НК}}} \right)^2, \text{ бар.}$$

$$\Delta P_2 = 0,10 \cdot \left( \frac{9,18}{10,9} \right)^2 = 0,071 \text{ бар.}$$

$$\Delta P_2 > \Delta P_{\text{мин}}.$$

К п. 2. Определение поправочных коэффициентов:

см. табл. 2.37 – применение всасываемого газа (SG).

$$K_{i,\text{SG}} = 2,176; K_{\Delta P,\text{SG}} = 1,00 \text{ при } \Delta P_{\text{загляндрован}} = 0,15 \text{ бар.}$$

Вычисление номинальной производительности клапана, кВт:

$$Q_N = Q_0 \cdot K_{i,\text{SG}} \cdot K_{\Delta P,\text{SG}} = 11 \text{ кВт} \cdot 2,176 \cdot 1,0 = 23,94 \text{ кВт.}$$

$$Q_N = 23,94 \text{ кВт.}$$

Выбран тип клапана: 240 RA 20T11-M с  $Q_N = 25,7 \text{ кВт}$ , см. табл. 2.36.

Разность давлений:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \cdot \left( \frac{Q_N}{Q_{\text{НК}}} \right)^2, \text{ бар.}$$

$$\Delta P_2 = 0,10 \cdot \left( \frac{23,94}{25,70} \right)^2 = 0,13 \text{ бар.}$$

$$\Delta P_2 > \Delta P_{\text{мин}}.$$

К п. 3. Определение поправочных коэффициентов:

см. табл. 2.39 – применение горячего газа (HG).

$$K_{i,\text{HG}} = 1,232; K_{\Delta P,\text{HG}} = 1,22 \text{ при } \Delta P_{\text{проектн}} = 0,70 \text{ бар.}$$

Вычисление номинальной производительности клапана, кВт:

$$Q_N = Q_0 \cdot K_{i,\text{HG}} \cdot K_{\Delta P,\text{HG}} = 11 \text{ кВт} \cdot 1,232 \cdot 1,22 = 16,53 \text{ кВт.}$$

$$Q_N = 16,53 \text{ кВт.}$$

Выбран тип клапана: 240 RA 8T7 с  $Q_N = 17,4 \text{ кВт}$ , см. табл. 2.36.

Разность давлений:


$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \cdot \left( \frac{Q_N}{Q_{\text{НК}}} \right)^2, \text{ бар.}$$

$$\Delta P_2 = 0,70 \cdot \left( \frac{16,53}{17,40} \right)^2 = 0,632 \text{ бар.}$$

$$\Delta P_2 > \Delta P_{\text{мин}}.$$



Таблица 2.40



Тип	Заказ №	Соединение труб	Номинальная производительность, $Q_p$ , кВт		Показатель $\Delta p_{\text{мин}}$ тель $K_p$ , м <sup>3</sup> /час бар	
			Нагретый газ R 404A	Всасываемый газ R 404A		
		Пайка/ODF	Развал-цанка	Жидкость R 404A	Всасываемый газ R 404A	Показатель $\Delta p_{\text{мин}}$ тель $K_p$ , м <sup>3</sup> /час бар
		мм дюймы	мм дюймы	R 134a R22 R 507 R 407C	R 134a R22 R 507 R 407C	R 134a R22 R 507 R 407C
200 RB	T2 801 217	6				
	T2 801 210	1/4				
110 RB 2	T3 801 209	10 3/8	3,5	3,8 2,5 3,6	1,6 2,0 1,7 2,1	0,2 0
	F2 801 213	6 1/4				
	F3 801 212	10 3/8				
200 RB 3	T3 801 239	10 3/8	6,6	7,1 4,6 6,8	3,0 3,7 3,2 3,9	0,4
	F3 801 240	10 3/8				
	T3 801 176	10				0,05
	T3 801 190	3/8				
200 RB 4	T4 801 178	12	15,5	16,8 10,9 16,1	7,1 8,8 7,5 9,2	0,9
	T4 801 179	1/2				
	F3 801 177	10 3/8				

Таблица 2.41

Тип	Заказ №	Соединение труб	Номинальная производительность, Q <sub>n</sub> , кВт				Показатель k <sub>y</sub>
			Нагретый газ R 404A	Всасываемый газ R 404A	Нагретый газ R 134a R22	Всасываемый газ R 134a R22	
		Пайка/ODF Разваль- цовка	Жидкость R 404A		Жидкость R 404A		
		мм дюймы мм дюймы	R 134a R22	R 507 R 407C	R 134a R22	R 507 R 407C	
T11-M	801 217 35	1 3/8					
240 RA 20	T13-M 801 210 42		202,6	219,3 140,7 208,3	93,2	114,4 97,1 119,3 23,3 31,0 25,7 29,0	
	T13-M 801 173	1 5/8					
	T17-M 801 174 54	2 1/8					

Таблица 2.42

Тип	Заказ №	Соединение труб	Номинальная производительность, Q <sub>n</sub> , кВт			
			Нагретый газ R 404A	Всасываемый газ R 404A	Нагретый газ R 134a R22	Всасываемый газ R 134a R22
		Пайка/ODF Разваль- цовка	Жидкость R 404A		Жидкость R 404A	
		мм дюймы мм дюймы	R 134a R22	R 507 R 407C	R 134a R22	R 507 R 407C
240 RA 8	T5 801 160 42		36,3	39,3 25,2 37,3	16,7	20,5 17,4 21,4 4,2 5,6 4,6 5,2
	T17 801 143 22	7/8				



240 RA

### 2.6.3.осушитель для хладагента

В холодильных установках находят применение фильтры-осушители, предлагаемые в разных исполнениях.

Закрытое исполнение рассчитано на соединение как с пайкой, так и с развальцовкой, а фильтры-осушители со сменными вставными блоками поставляются только для соединения пайкой. Фильтры-осушители монтируются преимущественно на жидкостном трубопроводе, но существуют устройства, предназначенные для всасывающей линии либо тепловых насосных установок с переключаемым контуром для двух направлений потока.

С учетом требований ДИН 8975, ч. 10, и норм VDMA 24243 (Объединение немецких машиностроительных предприятий) касательно герметизации оборудования монтаж осушителей в закрытом исполнении также должен осуществляться методом впаивания.

Здесь различают два показателя производительности: пропускную способность и рекомендуемую мощность.

Последняя действительна для стандартных установок с обычным монтажом, рассчитанных на температуру жидкости 30°C и температуру кипения до -15°C.

В случае установок с более низкими температурами испарения, либо с трубопроводами повышенной длины и повышенными объемами заполнения, либо с неблагоприятными монтажными условиями рекомендуется выбирать типы фильтров-осушителей ближайших размеров, но с большей производительностью.

Для готовых стандартных установок, обладающих достаточной степенью чистоты и сухости и/или отличающихся повышенными температурами кипения, допускается некоторое превышение рекомендуемых значений.

Пропускная способность (согласно стандарту ARI 710-86 и нормам ДИН 8949) соотносится с потерей давления 0,07 бар при температуре конденсации +30°C и температуре кипения -15°C.

Величины пропускной способности сведены в приведенных далее таблицах выбора из расчета на 0,07 и 0,14 бар.

Поправочные коэффициенты позволяют выбирать фильтры-осушители для условий, отличных от +30°C/-15°C.

Влагопоглощающая способность при R22 указывает возможный объем воды, поглощаемый фильтром-осушителем согласно стандарту ARI 710-86 и ДИН 8949 при температуре конденсации 24/52°C и остаточной влажности 60 PPM (= частей на миллион). У других хладагентов остаточная влажность составляет:

Таблица 2.43

Хладагент	Остаточная влажность (PPM)
R 134a	50
R 407C	50
R404A	50
R 507	50
R410A	50

Таблица 2.44

Критерии выбора	Типоразмер							
	ADK-Plus	BFK	ADKS-Plus с вставкой H/S/W 48	FDS-24 с вставкой F24 S24	FDS-48 с вставкой H/S/W 48	ASF-Plus	ASD-Plus	BTAS с вставкой AF AF-D
Герметичное исполнение	+	+				+	+	
Для сменных вставных блоков			+	+	+			+
Фильтр				+		+		+
Фильтр-осушитель	+	+	+	+	+		+	+
Для жидкости	+	+	+	+	+			
Для всасываемого пара				+	+	+	+	+
Для тепловых насосов (2-поточных)	+							
Материал корпуса	сталь	сталь	сталь	сталь	сталь	сталь	сталь	латунь
Страница каталога	95	*	97	98	99	100	100	101

### 2.6.3.1. Контрольные задания

Холодильная установка на R 134a холодопроизводительностью  $Q_0 = 5$  кВт. Эквивалентная длина жидкостного трубопровода с  $d_0 = 12 \times 1$  мм составляет 28 м.

Выбрать параметры фильтра-осушителя в закрытом либо ином исполнении, который при идентичных присоединительных размерах можно было бы вмонтировать с применением пайки в данный жидкостный трубопровод.

1. ADK-Plus 0812 MMS, пайка 12 мм; пропускная способность при потере давления 0,07 бар: 24,1 кВт.

2. FDS-244, пайка 12 мм, вставка S24 1 шт. (фильтр-осушитель с быстродействующим затвором и сменным вставным блоком), запорный шаровой клапан BVAM12 для запираания на выходной стороне. Пропускная способность при потере давления 0,07 бар: 41 кВт.

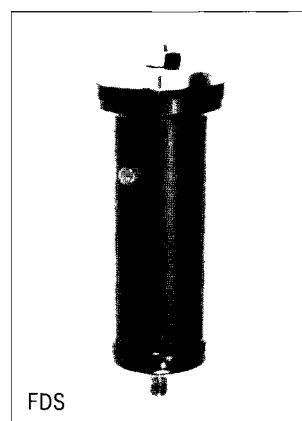
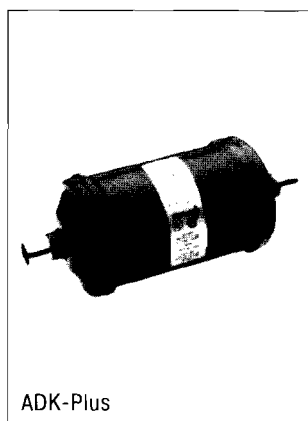
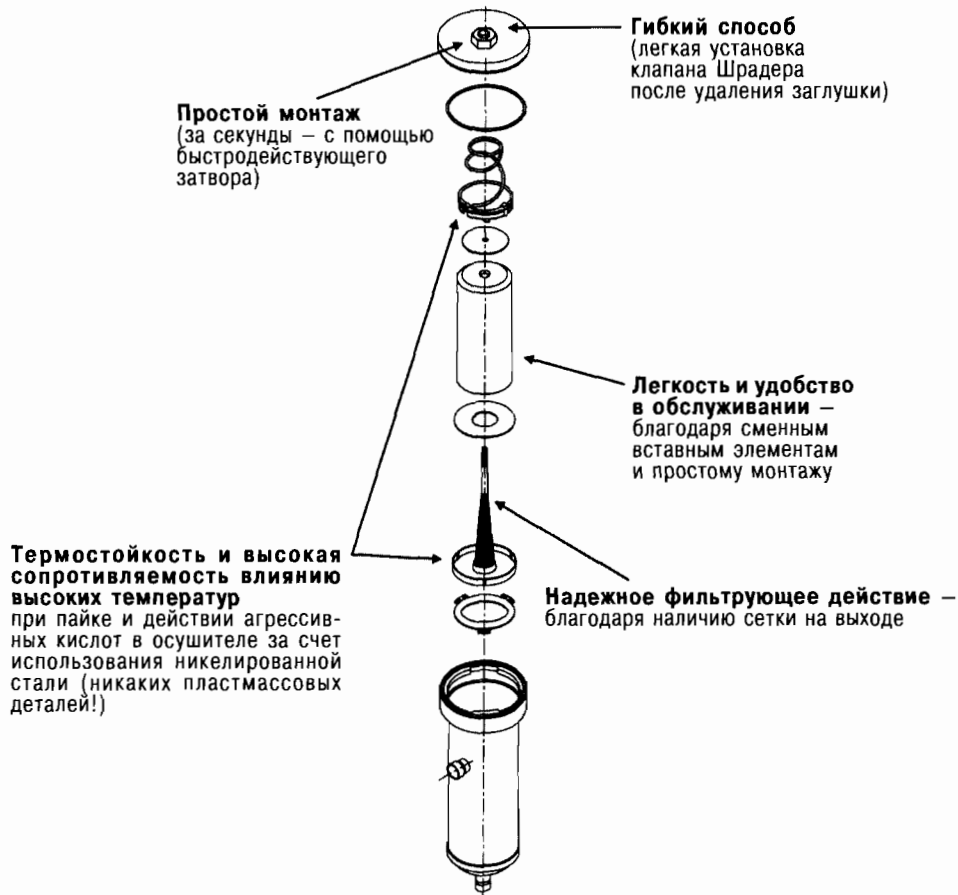


Рис. 2.65. Герметичный фильтр-осушитель

Рис. 2.66. Фильтр-осушитель со сменной вставкой



... и такой простой принцип действия

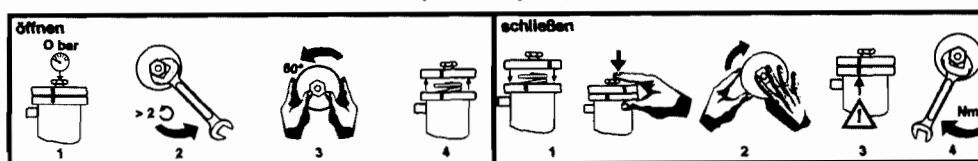


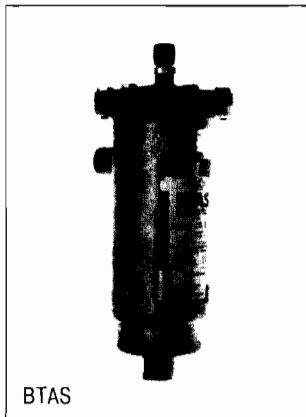
Рис. 2.67. Монтаж сменного элемента фильтра

Холодильная установка на R 507 имеет холодопроизводительность  $Q_0 = 94,63$  кВт при  $t_0 = -5^\circ\text{C}$  и  $t_c = +45^\circ\text{C}$ . На стороне всасывания проложен трубопровод:  $d_s = 64 \times 2$  мм + Armaflex H64. Требуется рассчитать подходящий по производительности фильтр-осушитель для всасывающей линии.

Расчет:

$$Q_N = Q_0 \cdot K_s$$

$$Q_N = 94,63 \text{ кВт} \cdot 1,35 = 127,75 \text{ кВт}$$



**Выбран:**

BTAS 580, пайка 80 мм,  $Q_N = 199,4$  кВт, сменный элемент фильтра-осушителя A5F-D, ниппели с буртиком 2 шт. по ДИН 2856, модель 5243, тип 80а-64, монтажный держатель GT для корпуса осушителя плюс крепежный материал, шаровые запорные вентили 2 шт. Hansa KAV 64 для двухстороннего запираения, плиты AF/Armaflex для шумоглушения, формат 2,0 × 0,50 м, типа Н99, клей Armaflex 520 в количестве 0,2 литра (флакон с кисточкой).

Рис. 2.68. Фильтр-осушитель для всасывающего трубопровода

Таблица 2.45. Таблица параметров для фильтра-осушителя (типа BTAS)

Тип фильтра-осушителя для всасывающего трубопровода	Заказ №	Присоединение трубопровода		Номинальная производительность, $Q_N$ , кВт					Сменный элемент фильтра-осушителя	
		Пайка мм	Развальцовка дюймы	R 134a	R 22	R 404A	R407C	R507	Тип	№ заказа
BTAS 25	049 460	5/8		11,6	15,5	12,8	14,4	12,8		
BTAS 26	049 461	3/4		16,2	21,8	17,9	20,3	17,9	A2F-D	049 483
BTAS 27	049 462	22	7/8	19,1	25,2	20,6	23,4	20,6		
BTAS 39	049 465		1 1/8	34,4	45,7	37,5	42,5	37,5		
BTAS 311	049 466	35	1 3/8	49,2	65,5	53,7	60,9	53,7		
BTAS 342	049 243	42		57,1	77,3	62,5	71,9	62,5	A3F-D	049 484
BTAS 313	049 467		1 5/8	57,1	77,3	62,5	71,9	62,5		
BTAS 317	049 468	54	2 1/8	71,1	94,1	77,7	87,5	77,7		
BTAS 417	049 471	54	2 1/8	106,8	144,5	118,3	134,4	118,3	A4F-D	049 485
BTAS 521	049 474		2 5/8	153,3	205,1	169,0	190,7	169,0		
BTAS 580	049 334	80		181,2	242,0	199,4	225,1	199,4	A5F-D	049 486
BTAS 525	049 475		3 1/8	181,2	242,0	199,4	225,1	199,4		

Номинальная производительность дается из расчета потери давления 0,21 бар и температуры испарения +4°C.

Для температур кипения ниже +4°C:

$$Q_N = Q_o \times K_s,$$

где  $Q_N$  – номинальная производительность фильтра или фильтра-осушителя;  
 $K_s$  – поправочный коэффициент на потерю давления соответственно температуре насыщения I К;  
 $Q_o$  – требуемая холодопроизводительность.

Поправочный коэффициент $K_s$ (температура кипения, °C)											
	+4	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	
$K_s$	1,00	1,12	1,35	1,75	2,00	2,50	3,00	3,75	5,00	6,60	$K_s$

# ЧАСТЬ II





# ГЛАВА 3

## ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ СХЕМА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

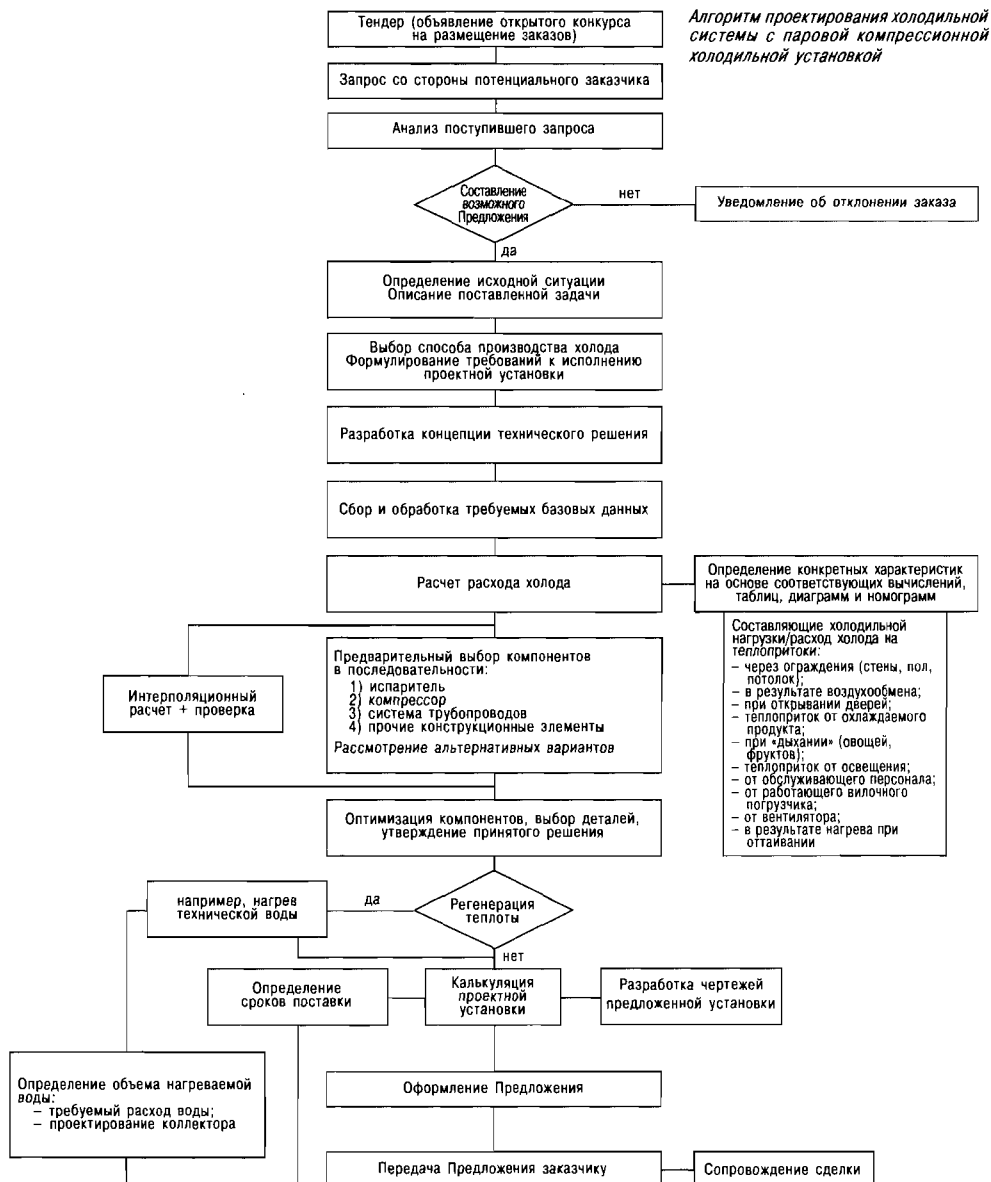


Рис. 3.1.

## ГЛАВА 4

# ПРАКТИЧЕСКИЕ ПРОЕКТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

### 4.1. Проект: холодильная камера «под ключ»

#### 4.1.1. Исходная ситуация

Некий овцевод хотел бы иметь для охлаждения баранины небольшую камеру с встроенным холодильным агрегатом. Такая камера должна быть рассчитана на хранение примерно шести бараньих полутуш, причем владелец не исключает вероятности размещения и большего объема продукции. Холодильник будет находиться в специально предусмотренном для этой цели помещении, причем теплоту от холодильного агрегата предполагается отводить через заранее подготовленный оконный проем. Сам дом стоит на небольшом склоне, а упомянутое выше монтажное помещение находится в задней части здания — как раз на откосе. Прямоугольное, не оборудованное подвалом помещение по длине и ширине до самого верха покрыто грунтом.

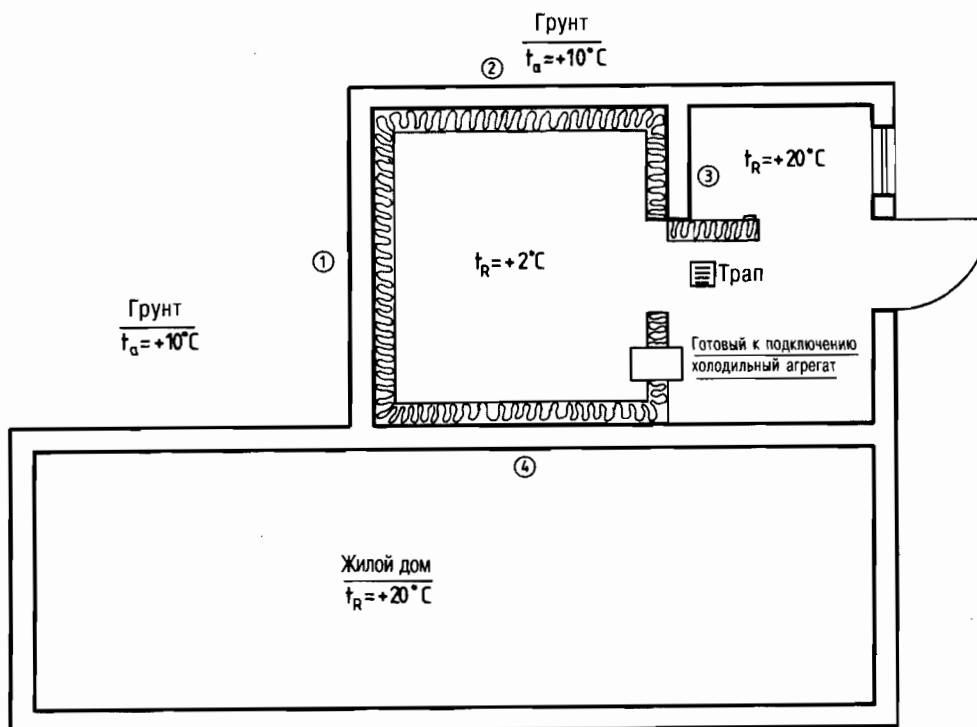


Рис. 4.1. Общий план (без масштаба)

### 4.1.2. Определение базовых данных, необходимых для проектирования холодильной установки

Коэффициент теплопередачи ( $k$ ) холодильной камеры типа 60/215 составляет  $0,32 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ .

Размеры холодильной камеры с полом (см. рис. 4.1):

- ширина снаружи  $2,10 \text{ м}$ ;
- длина снаружи  $2,10 \text{ м}$ ;
- высота снаружи  $2,15 \text{ м}$ ;
- площадь  $F_1$   $3,92 \text{ м}^2$ ;
- объем  $V_1$   $8,0 \text{ м}^3$ .

Убойный вес овец составляет  $25\text{--}35 \text{ кг}$ , то есть на одну полутушу приходится примерно  $15 \text{ кг}$ . Удельная теплоемкость баранины равна  $2,78 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$ . Начальная температура поступающего в холодильник продукта  $t_{\text{нач}} = +30^\circ\text{C}$ , температура камеры  $t_{\text{R}}$  принимается равной  $+2^\circ\text{C}$ .

### 4.1.3. Расчет расхода холода

#### 4.1.3.1. Теплоприток через ограждения камеры

Стена 1:

$$Q_E = F \cdot k \cdot \Delta T, \text{ Вт.}$$

$$Q_{E1} = (1,98 \cdot 2,03) \cdot 0,32 \cdot 8 = 10,29.$$

$$Q_{E1} = \mathbf{10,29 \text{ Вт.}}$$

Стена 2:

$$Q_E = F \cdot k \cdot \Delta T, \text{ Вт.}$$

$$Q_{E2} = (1,98 \cdot 2,03) \cdot 0,32 \cdot 8 = 10,29.$$

$$Q_{E2} = \mathbf{10,29 \text{ Вт.}}$$

Стена 3:

$$Q_E = F \cdot k \cdot \Delta T, \text{ Вт.}$$

$$Q_{E3} = (1,98 \cdot 2,03) \cdot 0,32 \cdot 18 = 23,15.$$

$$Q_{E3} = \mathbf{23,15 \text{ Вт.}}$$

Стена 4:

$$Q_E = F \cdot k \cdot \Delta T, \text{ Вт.}$$

$$Q_{E4} = (1,98 \cdot 2,03) \cdot 0,32 \cdot 18 = 23,15.$$

$$Q_{E4} = \mathbf{23,15 \text{ Вт.}}$$

Потолок камеры:

$$Q_E = F \cdot k \cdot \Delta T, \text{ Вт.}$$

$$Q_{E5} = (1,98 \cdot 1,98) \cdot 0,32 \cdot 18 = 22,58.$$

$$Q_{E5} = \mathbf{22,58 \text{ Вт.}}$$

Пол камеры:

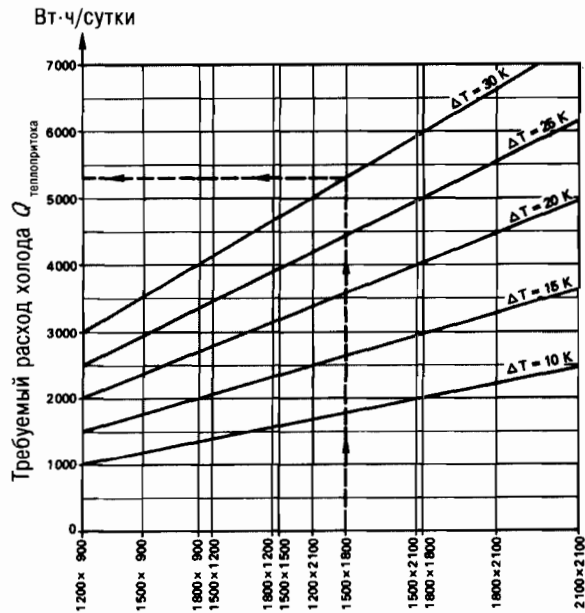
$$Q_E = F \cdot k \cdot \Delta T, \text{ Вт.}$$

$$Q_{E6} = (1,98 \cdot 1,98) \cdot 0,32 \cdot 8 = 10,03.$$

$$Q_{E6} = \mathbf{10,03 \text{ Вт.}}$$

$$Q_{E \text{ общ}} = \mathbf{99,49 \text{ Вт.}}$$

Вычисленный расход холода в соответствии с притоком теплоты в камеру проверяется затем с помощью прилагаемой технической документации (см. рис. 4.2).



Размер холодильной камеры (ширина × длина) в метрах

**Рис. 4.2.** Расход холода с учетом разности внутренней температуры холодильной камеры и температуры окружающего воздуха (приток теплоты)

Поскольку одна половина теплопритока должна рассчитываться с  $\Delta T = 18 \text{ К}$ , осуществляем проектирование сначала с  $\Delta T = 20 \text{ К}$ . Полученный результат:  $5\,000 \text{ Вт}\cdot\text{ч/сутки}$ , что соответствует  $Q_E = 5\,000 \text{ Вт}\cdot\text{ч/сутки} : 24 \text{ ч/сутки} = 208,33 \text{ Вт}$ ; для 50% теплового потока:  $104,16 \text{ Вт}$ .

Другая половина теплопритока рассчитывается с разностью температур  $\Delta T = 8 \text{ К}$  — смотрим по диаграмме  $\Delta T = 10 \text{ К}$ . Имеем результат:  $2\,500 \text{ Вт}\cdot\text{ч/сутки}$ , что соответствует  $Q_E = 2\,500 : 24 = 104,16 \text{ Вт}$ ; для оставшихся 50%:  $52,08 \text{ Вт}$ .

Вычисленная величина:  $Q_{E \text{ общ}} = 99,49 \text{ Вт}$ .

Сравниваемое значение:  $Q_{E \text{ общ}} = 156,34 \text{ Вт}$ .

#### 4.1.3.2. Расход холода на освещение и вентиляцию

Согласно составленной изготовителем таблице параметров, используется постоянное значение  $Q_{\text{теплогенератора}} = 600 \text{ Вт}\cdot\text{ч/сутки}$ .

$$Q_{\text{теплогенератора}} = 600 : 24 = 25 \text{ Вт}.$$

**Контрольный расчет:**

При ежедневном 8-часовом свечении лампы с овальной колбой серийного производства мощностью  $60 \text{ Вт}$  расчет дает следующий результат:

$$Q_{\text{освещения}} = (i \cdot P \cdot \tau) : 24,$$

где  $i$  — число ламп, штук;

$P$  — мощность, Вт;

$\tau$  — продолжительность включения, часов в сутки.

$$Q_{\text{освещения}} = (1 \cdot 60 \cdot 8) : 24 = 20 \text{ Вт}.$$

Таблица 4.1. Требуемый расход холода

Частота открытия дверей, 1/сутки	Требуемый расход холода, Вт·ч/сутки, при размере холодильной камеры (ширина × глубина), мм			
	1 200 × 900 2 500 × 900	1 500 × 1 200 1 800 × 900	1 500 × 1 500 1 500 × 1 800 1 800 × 1 200 2 100 × 1 200	1 500 × 2 100 1 800 × 1 800 1 800 × 2 100 2 100 × 2 100
10	290	350	580	720
30	350	465	755	930
100	465	580	930	1 160

#### 4.1.3.3. Воздухообмен при открытой двери холодильной камеры

Согласно табл. 4.1, устанавливается частота открытия двери по 10 раз в сутки (это вполне приемлемо, учитывая не столь большую массу охлаждаемого продукта).

Результат:  $Q_{\text{воздухообмена}} = 7\,200$  Вт·ч/сутки, что соответствует  $Q_{\text{воздухообмена}} = 720 : 24 = 30$  Вт.

#### Контрольный расчет:

По таблице «Энтальпия воздуха для холодильных камер» (Брайдерт/Шиттенгельм, 3-е издание, стр. 46) при  $t_R = +2^\circ\text{C}$  определяется величина  $\Delta h = 36,08$  кДж/м<sup>3</sup> – с учетом состояния наружного воздуха:  $t_a = +20^\circ\text{C}$  и  $\phi_a = 0,50$ .

$$Q_{\text{воздухообмена}} = (V_R \cdot i \cdot \Delta h) : 86\,400, \text{ кВт},$$

где  $V_R$ , м<sup>3</sup>;

$i$  – число открытий в сутки, согласно табл. 4.1;

10 открытий в сутки.

$$Q_L = (8 \cdot 10 \cdot 36,08) : 86\,400 = 0,0334 \text{ кВт}.$$

$$Q_L = 33,4 \text{ Вт}.$$

#### 4.1.3.4. Расход холода на охлаждение продукта

Согласно рис. 4.3, при разности температур  $\Delta T = 28$  К получаем расход холода 2 500 Вт·ч/сутки – с учетом суточного грузооборота 100 кг и продолжительности охлаждения 24 часа.

Результат:  $Q_{\text{охлаждения}} = 2\,500$  Вт·ч/сутки, что соответствует  $Q_{\text{охлаждения}} = 2\,500 : 24 = 104,16$  Вт.

#### Контрольный расчет:

На основе представленных выше данных вычисляется расход холода на охлаждение загруженного продукта, а именно:

$$Q_{\text{охлаждения}} (m \cdot c \cdot \Delta T) : 86\,400, \text{ кВт},$$

где  $m$  – масса охлаждаемого продукта, кг/сутки;

$c$  – удельная теплоемкость, кДж/кг · К (перед охлаждением);

$\Delta T$  – разность температур, К.

$$Q_{\text{охлаждения}} = (90 \cdot 2,78 \cdot 28) : 86\,400 = 0,0811$$

$$Q_{\text{охлаждения}} = 0,0811 \text{ кВт} = 81,08 \text{ Вт}$$

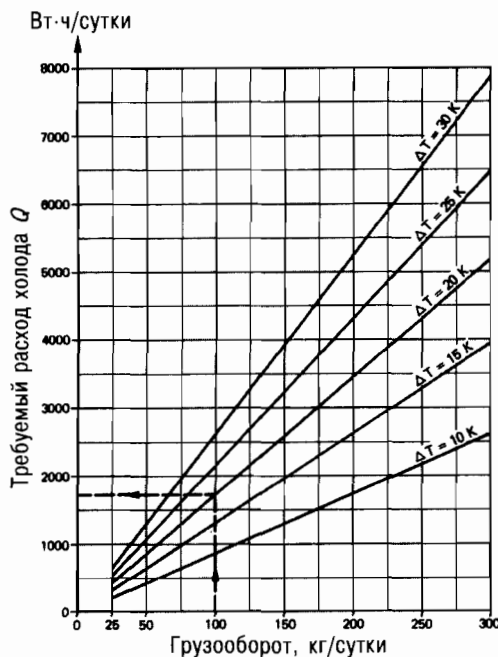


Рис. 4.3. Расход холода при охлаждении загруженного продукта в течение 24 часов

Данная холодильная камера включается лишь в день забоя скота и работает еще какое-то время, так что проектная продолжительность охлаждения 24 часа здесь вполне оправданна. В другой ситуации придется считаться с увеличением расхода холода на соответствующий поправочный коэффициент.

**Пример**

Допустим, продолжительность охлаждения загруженного в холодильную камеру продукта составляет не 24, а только 12 часов.

$$f = 24 \text{ ч} / 12 \text{ ч} = 2.$$

Табличное значение: 2 500 Вт·ч/сутки · 2 = 5 000 Вт·ч/12 часов охлаждения.

Определение полной потребности в холоде:

$$Q_{\text{общ}} = Q_{\text{Е общ}} + Q_{\text{теплогенератора}} + Q_{\text{воздухообмена}} + Q_{\text{охлаждения}}$$

$$Q_{\text{общ}} = 99,49 + 25 + 30 + 104,16 + 258,65.$$

$$Q_{\text{общ}} = 258,65 \text{ Вт}.$$

Выбирается холодильный агрегат типа CS500SE с электронным регулированием, автоматическим оттаиванием, хладагентом R134a и холодопроизводительностью  $Q_o = 450$  Вт при температуре в камере  $t_R = +2^\circ\text{C}$  и температуре окружающей среды  $t_a = +25^\circ\text{C}$ .

**4.1.4. Калькуляция холодильной установки**

Холодильная камера Тесто 60 мм высотой 2 150 мм, с полом размером 2 100 × 2 100 мм согласно прейскуранту:

- € 3 435 – камера, поставка франко-местонахождение на территории ФРГ;
  - € 75 – монтажное отверстие для холодильного агрегата;
  - € 1 739 – готовый к работе холодильный агрегат CS 0500 SE с хладагентом R 134a и электронным регулированием.
- € 5 249 – скидка 30%;
- = 3 675 × 1,4 = 5 145 €.

Время, затраченное на монтаж камеры охлаждения, включая готовый к работе холодильный агрегат, оплачивается по расчетной почасовой ставке € 41/час.

Монтажное время при этом исчисляется из расчета на каждый квадратный метр (наружной) площади камеры, что составляет обычно около 15–20 минут.

$$F_{\text{общ}} = 26,88 \text{ м}^2;$$

$$\text{время} = 0,33 \text{ часа/м}^2;$$

$$\text{в сумме} = 8,87 \text{ часов.}$$

Калькуляция агрегата: на распаковку, транспортировку, монтаж, ввод в эксплуатацию отводится примерно 2 часа.

Итак, общие затраты на монтажные работы при удаленности от заказчика на 15 км (за каждый километр € 14) вычисляются таким образом:

$$8,87 \text{ ч} + 2 \text{ ч} = 10,87 \text{ ч} \cdot 41 \text{ ч} = € 446.$$

**Полная цена: € 5 605** плюс установленный налог на добавленную стоимость.

#### 4.1.5. Предложение

Г-ну Э. Мюллеру  
Кирхштр, 20  
55490 Менгершид

Уважаемый г-н Мюллер,  
благодарим за Ваш запрос от 18.03.2002 и направляем изложенное далее.

#### *Предложение*

Наше Предложение касается, в частности, холодильной камеры Testo 60 мм высотой 2 150 мм, с полом и готовым к работе холодильным агрегатом для хладагента R134a.

*Объем поставки:*

##### **Поз. 1.**

Холодильная камера для рекомендуемой разности температур до  $\Delta T = 30 \text{ K}$  согласно VDI (Союз германских инженеров) 2055 с толщиной стен 60 мм.

Изоляция стен – из высококачественного жесткого пенополиуретана, вспененного с использованием циклопентана, с плотностью пены  $40 \text{ кг/м}^3$  и коэффициентом теплопередачи  $k = 0,32 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{K}$ .

Поверхности – из листовой стали на алюминиево-цинковой основе, с прочным эпоксидно-полиэфирным покрытием, цвет – белый.

Согласно проекту, элементы камеры собираются из сэндвич-панелей со сплачиванием в шпунт и гребень на основе винтовой стяжки. Верхняя сторона пола выполнена с тиснением из высококачественного стального листа и вполне пригодна для колесных нагрузок до 1 000 Н на одно колесо (на пневматической шине) или, соответственно, равномерно распределенной поверхностной нагрузки до  $30\,000 \text{ Н/м}^2$ .

Дверь с диаметром в свету  $600 \times 1900 \text{ мм}$ ,  $800 \times 1900 \text{ мм}$  или  $1000 \times 1900 \text{ мм}$  – на выбор. Дверной упор согласно ДИН – на выбор слева или справа.

Дверь холодильной камеры – с прижимно-рычажным затвором, цилиндрическим замком и аварийным открывателем, щитом управления с встроенным выключателем света, градуированным термометром и компенсационным клапаном для выравнивания давления (с наружной стороны дверной коробки), внутренним освещением посредством овального светильника мощностью 60 Вт.

##### **Размеры:**

- ширина, снаружи 2,10 м;
- длина, снаружи 2,10 м;
- высота, снаружи 2,15 м;
- площадь, внутри 3,92 м<sup>2</sup>;
- объем, внутри 8,0 м<sup>3</sup>.

**Поз. 2.**

Готовый к работе холодильный агрегат для подвешивания к элементу камеры в предварительно подготовленном монтажном отверстии – компактный, изготовленный «под ключ», предназначенный для холодильной камеры, с устойчивым крутильно-жестким корпусом, белого цвета, с защитной решеткой для вентилятора-испарителя, согласно ДИН 31001. Температурный диапазон от +19 до –2°С.

Комплектное холодильно-техническое оборудование, включающее в себя следующее.

Малозумный герметичный поршневой компрессор с защитным выключателем обмотки, воздушным конденсатором с вентилятором, испарителем, терморегулирующим вентилем, коллектором-осушителем, защитным реле давления.

Циркуляционная система охлаждения (комплектная пайка без резьбовых соединений) с заправкой хладагентом R134a. Электронная регулировка температуры с программированием заданных значений через клавиатуру и цифровой индикацией температуры холодильной камеры. Установка времени оттаивания с помощью электронагревателя; при температурах холодильной камеры выше +3°С предусмотрено оттаивание на основе циркуляции воздуха. Регулировка влажности воздуха в холодильной камере – за счет предварительной установки времени работы вентилятора испарителя. Имеется возможность подключения дверного контакта блокировки двери. При выходе из строя системы регулирования – работа через аварийный выключатель, смонтированный до уровня эксплуатационной готовности и оснащенный соединительным проводом длиной 5 м и безопасной штепсельной вилкой.

Данный холодильный агрегат соответствует европейским и германским стандартам ЕН и ДИН, отвечает требованиям BGV, снабжен сертификатом соответствия ЕС.

**Технические характеристики агрегата CS0500SE:**

Холодопроизводительность	450 Вт
Температура камеры	+2°С
Температура окружающей среды	+25°С
Потребляемая мощность	240 Вт
Потребление тока на:	
– общую работу охлаждения	1,3 А
– нагрев при оттаивании	3,7 А
Заправка хладагентом	0,6 кг R134a
Уровень звукового давления	59 дБ(А), измерение на расстоянии 1 м и на высоте 1,60 м при номин. мощности в смонтированном виде
Напряжение	230 В

**Размеры:**

– высота	700 мм
– ширина	427 мм
– длина	880 мм
– масса	49,5 кг

Цена описанной выше поставки (позиции 1 и 2) франко-местонахождение, включая монтаж холодильной камеры и агрегата, ввод в эксплуатацию, а также инструктаж обслуживающего персонала:

**€ 5 605 + налог на добавленную стоимость.**



Срок поставки: 14 дней.  
 Срок действия данного Предложения: 3 месяца.  
 Гарантия: 1 год.  
 Условия платежа: согласно предварительной договоренности  
 Работы, выполняемые силами заказчика: подготовленный и выровненный по уровню пол, штатсельная розетка с защитным (заземленным) контактом вблизи холодильной камеры.

Технологическая схема камеры представлена на рис. 4.4.

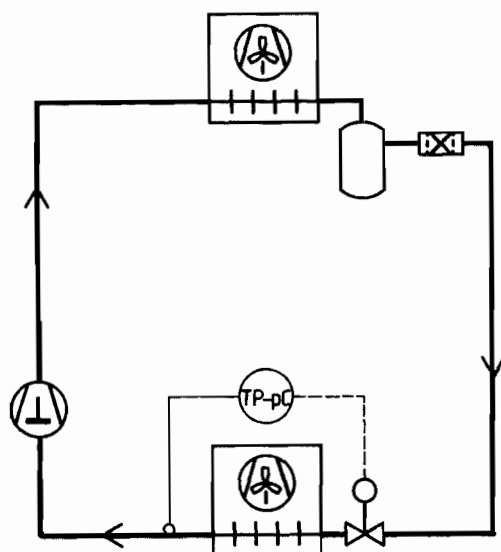


Рис. 4.4. Холодильная камера «под ключ»

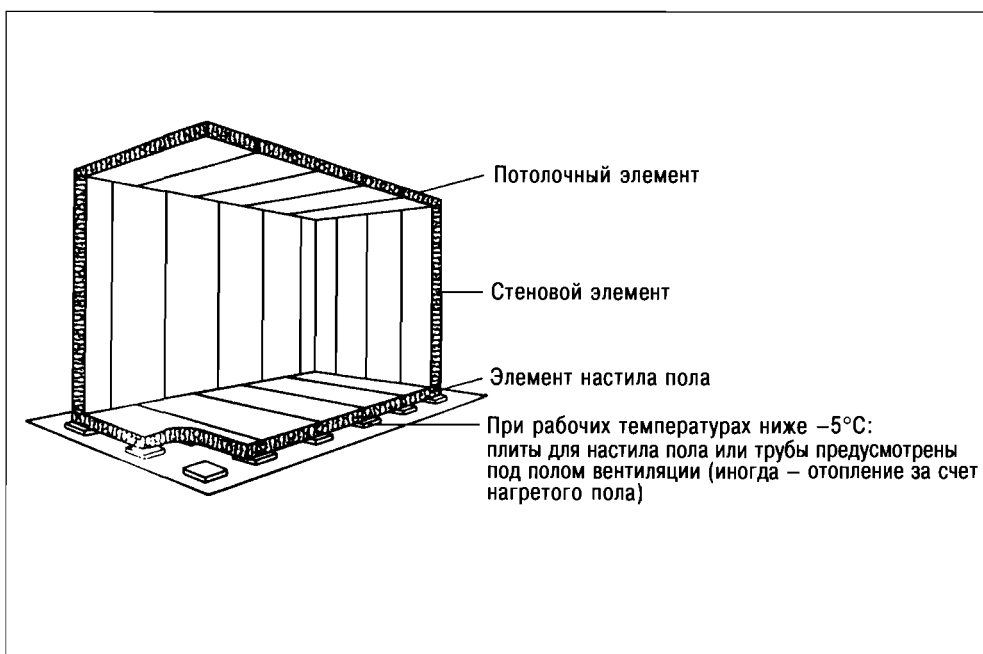
#### 4.1.6. Контрольные задания

Для административного здания одного лесного хозяйства требуется разработать проект холодильной камеры – с полом из высококачественной стали, причем монтаж ее предусматривается в зоне нижнего этажа или подземного гаража с имеющимся доступом (и возможным подъездом) снаружи.

Данный холодильник должен быть рассчитан таким образом, чтобы он был пригоден для работы с готовым к подключению холодильным агрегатом и способен охлаждать до 15 туш косуль либо 10 туш диких свиней. Предполагается, далее, что забитые животные в выпотрошенном виде будут подвешиваться в камере на специальных крюках.

##### Заданные технические характеристики:

1. Холодильная камера в исполнении Tecto Spezial 100 с вогнутым полом в виде ванны из высококачественной стали, вертикальными стенами с угловыми радиусами.
2.  $H_a = 2,45$  м;  $B_a = 2,40$  м;  $T_a = 2,70$  м.
3. Толщина стен 100 мм,  $k = 0,20$  Вт/м<sup>2</sup> · К.
4. Дверь – с шириной в свету 1 000 мм и встроенным смотровым окном диаметра 225 мм, без обогрева.
5. Поставка и монтаж трех потолочных конструкций для подвешивания мясных туш.
6. Поверхность пола – из высококачественной стали с разнонаправленным торможением при спуске (R11).



**1.1. Размеры:**

Тип камеры	Камера охлаждения и хранения замороженных продуктов Тесто, стандарт WL 80	Камера охлаждения и хранения замороженных продуктов Тесто, стандарт WL 100/Spezial 100
Толщина стен	80 мм	100 мм
Толщина стен холодильной камеры / наружная высота, с полом	80/2 110 мм 80/2 410 мм 80*/2 710 мм	100/2 150 мм 100/2 450 мм 100/2 750 мм

\* стандартное исполнение, не предлагаемое со склада.

**1.2. Теплоизоляция:**

Толщина стен	80 мм	100 мм
Рекомендуемая разность температур по VDI 2055; $\Delta T$	38 К	45 К
Температурный диапазон	от $-20$ до $+60^{\circ}\text{C}$	от $-25$ до $+60^{\circ}\text{C}$
Коэффициент теплопередачи по ДИН 4108, $k$	0,25	<sup>1)</sup> 0,20
Коэффициент теплопередачи по ДИН 52612, $k$	0,25 Вт/м <sup>2</sup> К	<sup>1)</sup> 0,20 Вт/м <sup>2</sup> К
Плотность пены	40 кг/м <sup>3</sup>	Класс строительных материалов по ДИН 4102, классификация по В3
Изоляция	твердый пенополиуретан с циклопентаном, вспенивание без FCKW	

<sup>1)</sup> Не относится к элементам пола марки Spezial.

Рис. 4.5. Таблица параметров холодильной камеры

Таблица 4.2. Стандартные исполнения, предлагаемые со склада

Тип камеры	Камера охлаждения и хранения замороженных продуктов Tecto	
Наружные размеры (мм)	стандарт WL 80	стандарт WL 100/Spezial 100
Высота <sup>1)</sup>	2 110	2 150
	2 410	2 450
Ширина	1 500–3 600	1 500–3 000
Длина	от 1 200 мм в растре размером 300	
Срок поставки	сразу со склада	

<sup>1)</sup> Данные высоты приведены для камер с полом; в камерах без пола высота будет соответственно меньше (минус толщина стены плюс гребень шпунтового соединения 15 мм).

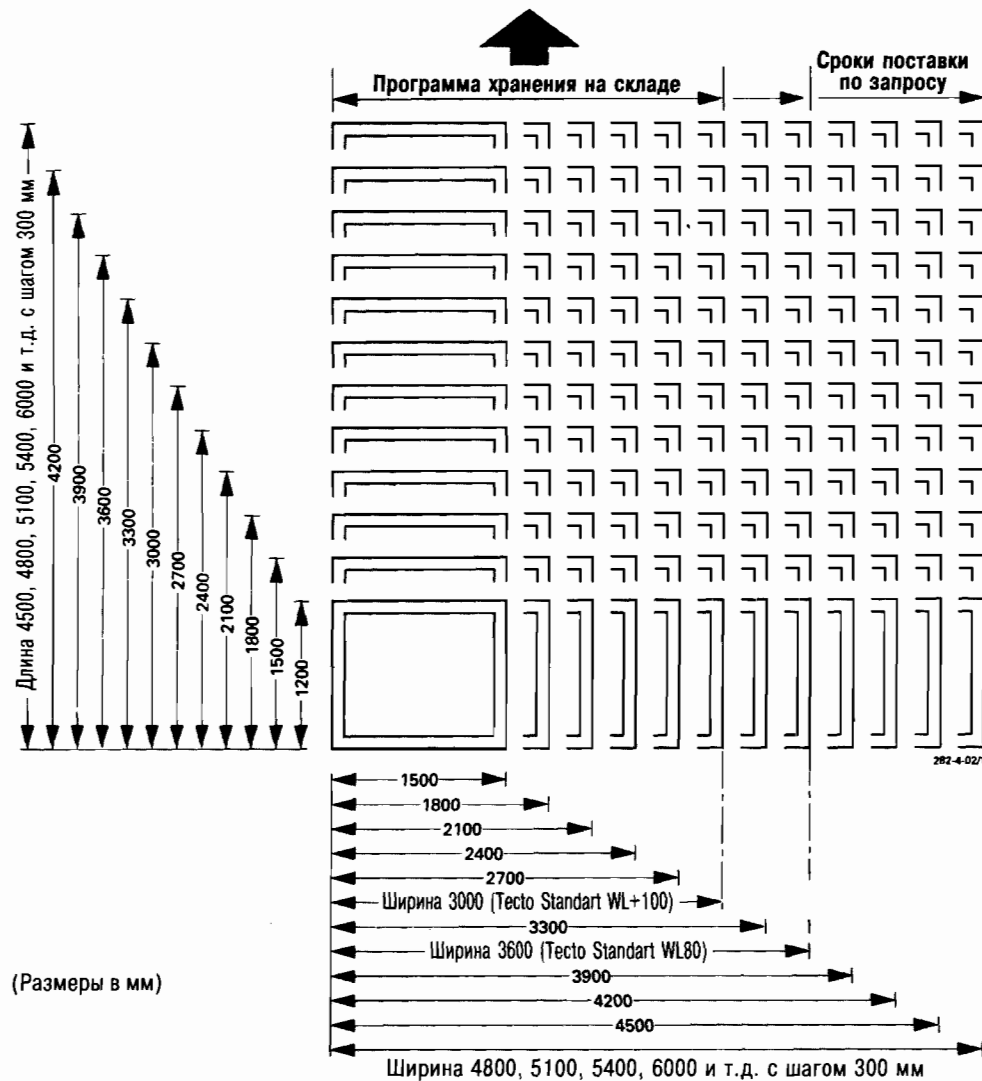


Рис. 4.6. Система планировки холодильных камер

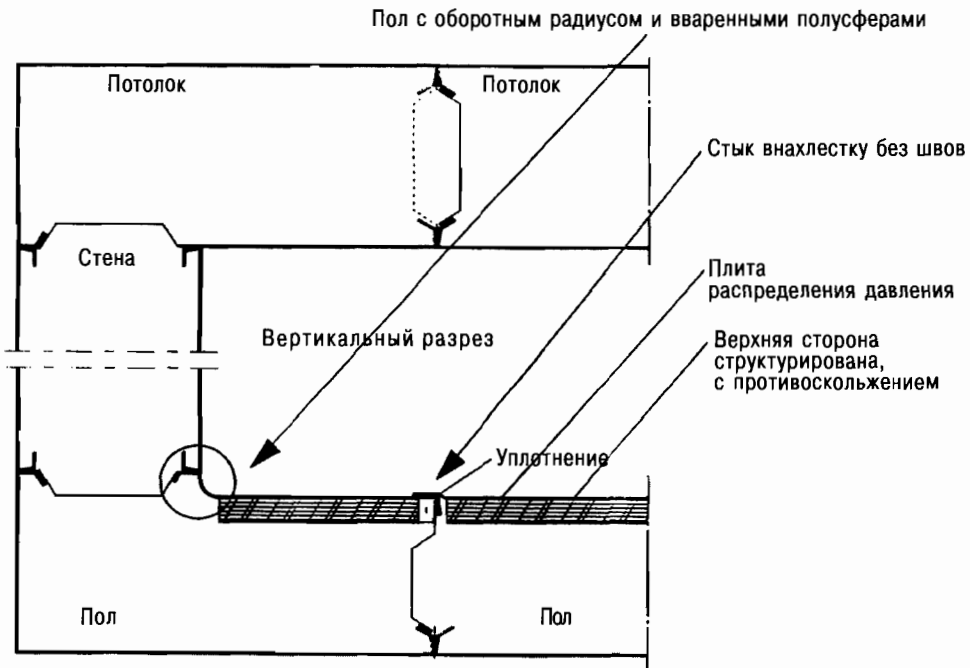


Рис. 4.7. Схема планировки в вертикальном разрезе

Соединение элементов.

Соединение сэндвич-элементов по системе «в шпунт и гребень» с уплотнением пенополиуретановой лентой; встроенные эксцентриковые стяжки с пластмассовым корпусом и защищенным от коррозии натяжным замком.

Винтовые стяжки монтируются изнутри, благодаря чему отсутствует необходимость в круговом наружном доступе к камере.

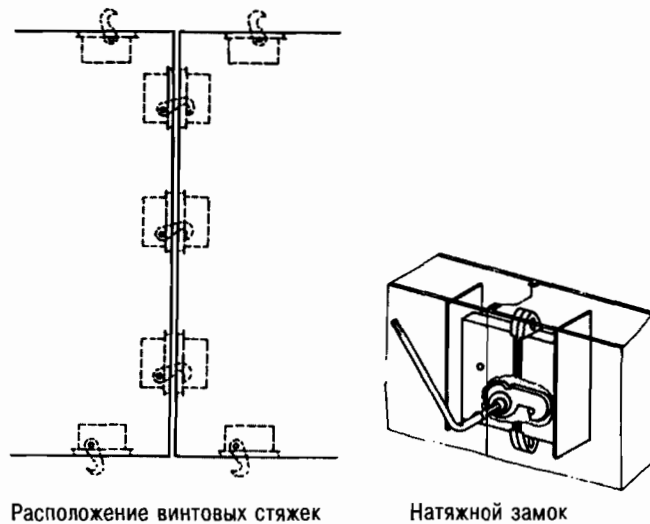


Рис. 4.8. Натяжной замок

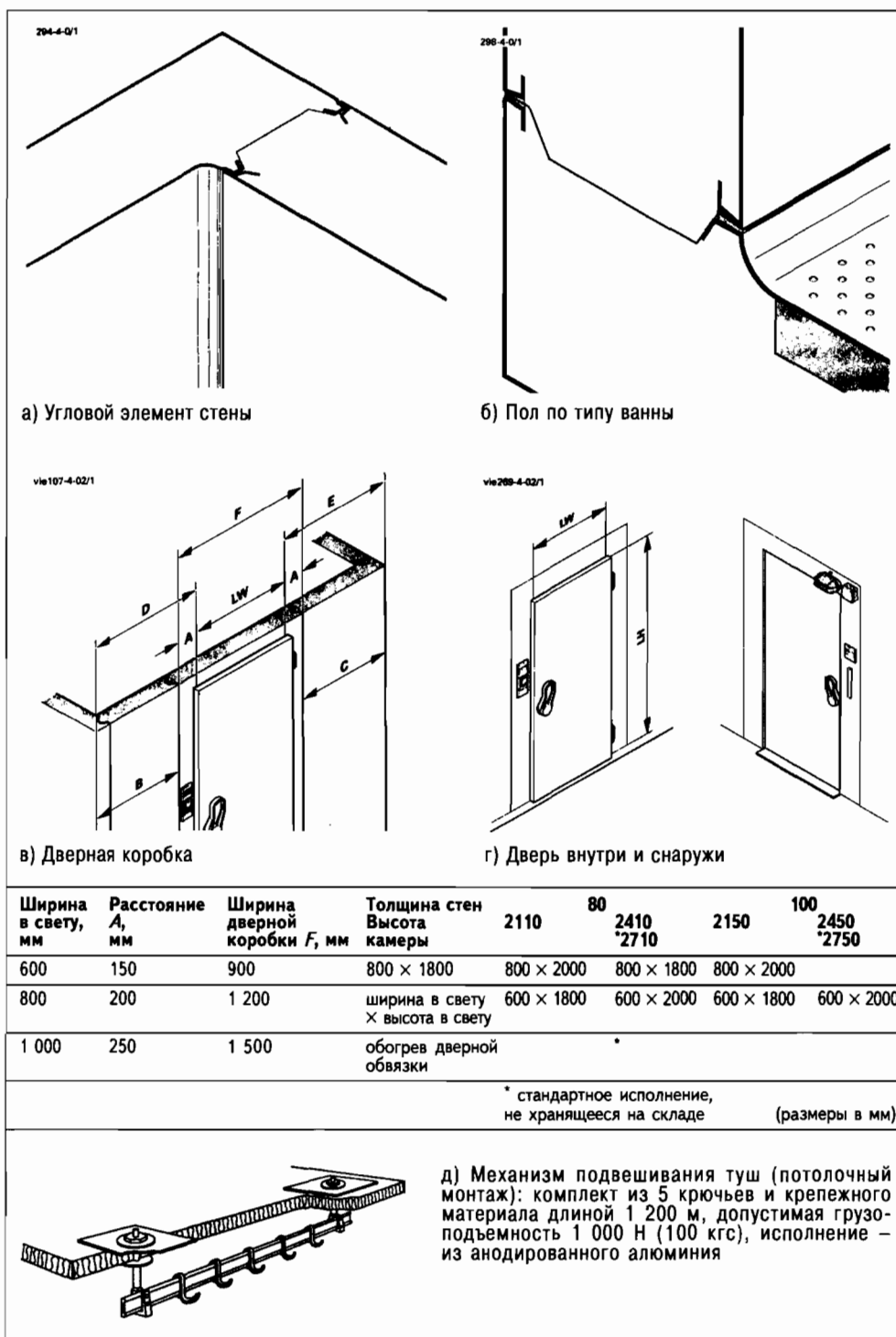


Рис. 4.9. Сборка камеры в чертеже общего вида

**Поставленные задачи:**

- 1) вычислить расход холода;
- 2) проанализировать технические характеристики исполнения камеры Тесто;
- 3) разработать проект готового к работе холодильного агрегата.

**Варианты решений**

Действующее Постановление по гигиене мяса предписывает, в частности, что дикие животные с волосяным покровом (щетиной) через 3 часа после забоя подлежат охлаждению до температуры  $t_i = +7^\circ\text{C}$  в толще туши.

Начальная температура поступающего в холодильник продукта  $t_E$  принимается равной  $+25^\circ\text{C}$ .

Допустим, вес туши потрошенной косули составляет 12 кг, а годовалого кабана – 30 кг.

**Примечание:** Только молодые кабаны в возрасте до года несут в себе возбудителя чумы свиней и еще не обладают иммунитетом против него.

Удельная теплоемкость до охлаждения:  $c = 3,1 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$ .

Температура камеры должна быть  $t_R = +2^\circ\text{C}$ .

Окружающая температура принимается равной  $t_a = 25^\circ\text{C}$ .

Расчет расхода холода, передаваемого через ограждения, Вт·ч/сутки:

$$Q_{E,1} = (2,50 \cdot 2,25) \cdot 0,20 \cdot 23 \cdot 24 = 621,12.$$

$$Q_{E,2} = (2,20 \cdot 2,25) \cdot 0,20 \cdot 23 \cdot 24 = 546,48.$$

$$Q_{E,3} = (2,50 \cdot 2,25) \cdot 0,20 \cdot 23 \cdot 24 = 621,12.$$

$$Q_{E,4} = (2,20 \cdot 2,25) \cdot 0,20 \cdot 23 \cdot 24 = 546,48.$$

$$Q_{E,B} = (2,20 \cdot 2,50) \cdot 0,20 \cdot 8 \cdot 24 = 211,20.$$

$$Q_{E,D} = (2,20 \cdot 2,50) \cdot 0,20 \cdot 23 \cdot 24 = 607,20.$$

3 153,60

Итак, расход холода составляет: 3 154 Вт·ч/сутки.

Определение теплоты от охлаждаемого продукта в кДж:

$$1. Q_{\text{охлаждения}} = (15 \cdot 12) \cdot 3,1 \cdot 23 = 12\,834 \text{ кДж или}$$

$$2. Q_{\text{охлаждения}} = (10 \cdot 30) \cdot 3,1 \cdot 23 = 21\,390 \text{ кДж.}$$

Выбирается второй вариант (макс. значение) 21 390/3,6, что соответствует 5 942 Вт·ч.

Теплота, поступающая в камеру от освещения и двигателя вентилятора:

здесь можно взять «фиксированную величину»  $Q_{\text{теплогенератора}} = 600 \text{ Вт}\cdot\text{ч}$ .

Воздухообмен через открытую дверь: при каждом открытии двери в камеру проникает теплый и влажный воздух, который необходимо охладить и осушить.

Таблица 4.3. Требуемый расход холода

Частота открытия дверей, 1/сутки	Требуемый расход холода, Вт·ч/сутки, при размере холодильной камеры (ширина × длина), мм			
	1 200 × 900	1 500 × 1 200	1 500 × 1 500	1 500 × 2 100
	2 500 × 900	1 800 × 900	1 500 × 1 800	1 800 × 1 800
			1 800 × 1 200	1 800 × 2 100
			2 100 × 1 200	2 100 × 2 100
10	290	350	580	720
30	350	465	755	930
100	465	580	930	1 160

Хотя размеры холодильной камеры в табл. 4.3 не устанавливаются, для большей точности принимается в расчет паушальная сумма.

Строго говоря, вряд ли дверь камеры придется открывать по 10 раз в сутки, тем не менее:

$$Q_{\text{воздухообмена}} = 720 \text{ Вт}\cdot\text{ч.}$$

Суммируем для получения полного количества тепла:

$$Q_{\text{общ}} = 3\,154 + 5\,942 + 600 + 720.$$

$$Q_{\text{общ}} = 10\,416 \text{ Вт}\cdot\text{ч.}$$

Расчет требуемой холодопроизводительности при длительности охлаждения 4 часа:

$$Q_{\text{общ}} = Q_{\text{общ}} : \text{длительность охлаждения, Вт.}$$

$$Q_{\text{общ}} = 10\,416 : 4 = 2\,604 \text{ Вт.}$$

**Примечание:**

На практике не всегда есть возможность после отстрела диких животных сразу же забрать их туши, перевезти, выпотрошить и подготовить для размещения в холодильной камере, причем успеть сделать все это за 3 часа, чтобы добиться охлаждения в толще мяса до  $+7^\circ\text{C}$ .

Автор берет за основу стандартную температуру камеры для охлаждения мяса  $t_R = +2^\circ\text{C}$  и устанавливает производительность за 4 часа охлаждения до температуры в толще мяса также  $+2^\circ\text{C}$ . Проектирование холодильного агрегата:

$$Q_{\text{общ. вычислен}} = 2\,604 \text{ Вт.}$$

$$Q_{\text{агрегата}} = 2\,750 \text{ Вт при } t_a = +25^\circ\text{C и } t_R = +2^\circ\text{C, тип CS 2800E (рис. 4.10, табл. 4.4).}$$

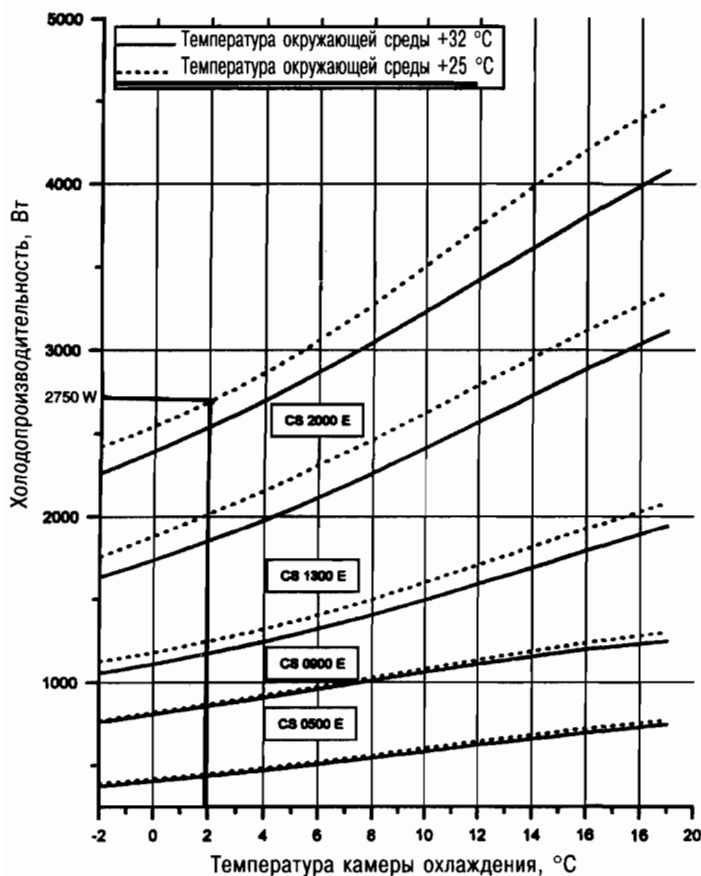


Рис. 4.10. Определение холодопроизводительности камеры охлаждения

Таблица 4.4. Технические характеристики холодильных агрегатов

Холодильные агрегаты для температур в камерах охлаждения (термостат, электроника)	Тип от... до ...	CS 0500 +19°C +3°C -2°C	CS 0900 +19°C +3°C -2°C	CS 1300 +19°C +3°C -2°C	CS 2000 +19°C +3°C -2°C	CS 2800 +19°C +3°C -2°C
Электрические параметры:						
– род защиты		IP 23	IP 23	IP 23	IP 23	IP 23
– класс температур		T	T	T	T	T
– напряжение	B	AC* 230	AC* 230	AC* 230	AC* 230	AC* 230
– частота	Гц	50	50	50	50	50
Потребляемая мощность:						
– работа в режиме охлаждения	Вт	240	530	720	1 100	1 580
– нагревание при оттаивании	Вт	–	–	–	–	–
Потребление тока:						
– полная работа охлаждения	A	1,3	3,2	4,7	5,3	7,5
– нагрев при оттаивании	A	3,7	3,7	3,7	5,9	5,9
(только при электронном регулировании)						
Масса (портативный агрегат)	кг	49,5	52,7	60,0	89,7	101,0
Холодопроизводительность:						
– при t холодильной камеры +5°C и окружающей температуре +32°C	Вт	500	925	1 302	2 050	2 765
Область применения:						
температура окружающей среды	°C до +45	от +1 до +45	от +1 до +45	от +1 до +45	от +1 до +45	от +1 до +45
Хладагент: вес заправки (портативный агрегат)						
	грамм	R 134a 600	R 134a 650	R 134a 1 000	R 134a 1 400	R 134a 1 340
Объем отводимого воздуха при повышении окружающей температуры на 5 К						
	м <sup>3</sup> /ч	500	800	1 200	1 800	2 500
Уровень шума по ДИН EN 292	дБ(A)	59	60	61	59	60
Портативный агрегат с электронным регулированием						
	№ заказа/тип	CS500SE <b>7160400</b>	CS0900SE <b>7160402</b>	CS1300SE <b>7160404</b>	CS2000SE <b>7160406</b>	CS2800SE <b>7160408</b>
Портативный агрегат с термостатом						
	№ заказа/тип	CS0500T <b>7160415</b>	CS0900T <b>7160410</b>	CS0300T <b>7160411</b>	CS2000T <b>7160606</b>	CS2800T <b>7160608</b>
Демонтируемый агрегат с электронным регулированием						
	№ заказа/тип	–	CS0900 <b>7160600</b>	CS1300 <b>7160601</b>	CS2000 <b>7160602</b>	CS2800 <b>7160603</b>

\* AC – напряжение переменного тока.

## 4.2. Проект: камера для охлаждения мяса

### 4.2.1. Исходная ситуация

Мясной комбинат среднего уровня намерен расширить свои производственные мощности, используя вновь возведенное строение из установленных на грунте готовых бетонных блоков. Для увеличенной емкости проектируемой холодильной камеры требуется одна холодильная установка.

Камера имеет длину 9,0 м, ширину 8,0 м и высоту 3,40 м (указанные значения есть окончательные размеры после выполнения изоляции). В ней смонтирована



трубная система, проходящая на высоте 2,45 м (с измерением по центру труб). Необходимая теплоизоляция выполнена специализированным предприятием.

На внутренней стороне стен и на бетонной подготовке сплошным слоем нанесена битумная эмульсия – для связывания пыли и усиления сцепления. Следующее далее покрытие из горячего битума служит для предотвращения диффузии водяного пара, являясь одновременно основанием для уложенных изоляционных плит из стиропора – с качеством PS15 для стен и PS30 для пола, толщиной порядка 10 см.

Штукатурка (цементный раствор) толщиной 2 см нанесена на изоляционные плиты и затерта штукатурной теркой. Затем на подготовленные таким образом поверхности устанавливаются на ребро клинкерные плитки с пазами на тыльной стороне и заливаются раствором на глубину 2 см. Половой настил представляет собой уложенные в слой раствора нескользящие керамические плитки с вогнуто-коническим плинтусом.

Потолок камеры состоит из предварительно подготовленных изоляционных элементов толщиной 10 см, выполненных по типу панели на основе жесткого пенополиуретана без содержания ФСКВ. Такая панель размещена на высоте 3,4 м (конструктивный размер без отделки равен высоте помещения 4,75 м).

Трубная система крепится в бетонном потолке специальными скобами. Несущие стержни с нарезкой проходят сквозь изоляционные элементы. Расстояние между отдельными пролетами трубопровода (при измерении от центра до центра труб) составляет попеременно 0,60 и 0,65 м. Вся конструкция везде отстоит от стен примерно на 1,0 м.

Для Предложения запрошена холодильная установка, работающая на хладагенте R 134a.

#### **4.2.2. Определение базовых данных, необходимых для проектирования холодильной установки**

– Камера для охлаждения мяса располагается внутри здания и не подвержена действию прямых солнечных лучей. В связи с этим отпадает необходимость в рассмотрении наружной температуры здания с учетом данных, приведенных в карте зон холодильной нагрузки согласно VDI (Союз германских инженеров) 2078, издание от 1994 г.

– Требуемые расчетные параметры могут быть взяты из прилагаемого чертежа.

– Имеющиеся характеристики сооруженной трубной системы показывают следующее:

полезная длина пролета = внутренняя ширина камеры: 8,0 м – 1,0 м – 1,0 м;  
расстояние между левой и правой стенами = 6,0 метров; 6,0 м – 0,5 м = 5,5 м;  
полезная длина для поворота к главной трассе – внутренняя длина камеры: 9,0 м – 1,0 м – 1,0 м;

расстояние между левой и правой стенами = 7,0 метров;  
7,0 м : 0,625 м (межпролетное расстояние) позволяет рассчитывать на 11 пролетов, каждый длиной по 5,5 м.

– Охлаждаемым продуктом являются говядина и свинина – в пропорции примерно 1/3 к 2/3.

– В соответствующих таблицах устанавливается масса в 40 кг для тощей свиной полутуши и 75 кг для четвертины говядины.

– На 1 метр трубной системы приходится 4 свиных полутуши и, соответственно, 3 говяжьих четвертины.

– Общая длина трубной системы: 11 пролетов с полезной длиной по 5,5 м дает:  $11 \times 5,5 = 60,5 \text{ м} \approx 60 \text{ метров}$ .

– При составе охлаждаемого продукта из 1/3 говядины и 2/3 свинины получаем:

- 20 м · 3 шт./м · 75 кг/шт. = 4 500 кг говядины;
- 40 м · 4 шт./м · 40 кг/шт. = 6 400 кг свинины.

– Итого, ежедневно загружаемая масса подлежащего охлаждению мяса = 10 900 кг.

**Контрольный расчет:**

В случае холодильных камер с высоким суточным грузооборотом расчет осуществляется со следующим принятым на практике показателем:

ежедневно 150 кг охлаждаемого продукта на 1 м<sup>2</sup>.

При длине 9 м, ширине 8 м,  $F = 72 \text{ м}^2$  получаем:

$$m_{\text{охлаждаемого продукта}} = 72 \cdot 150 = 10\,800 \text{ кг/сутки.}$$

– Схему камеры для охлаждения мяса внутри здания см. на рис. 4.11.

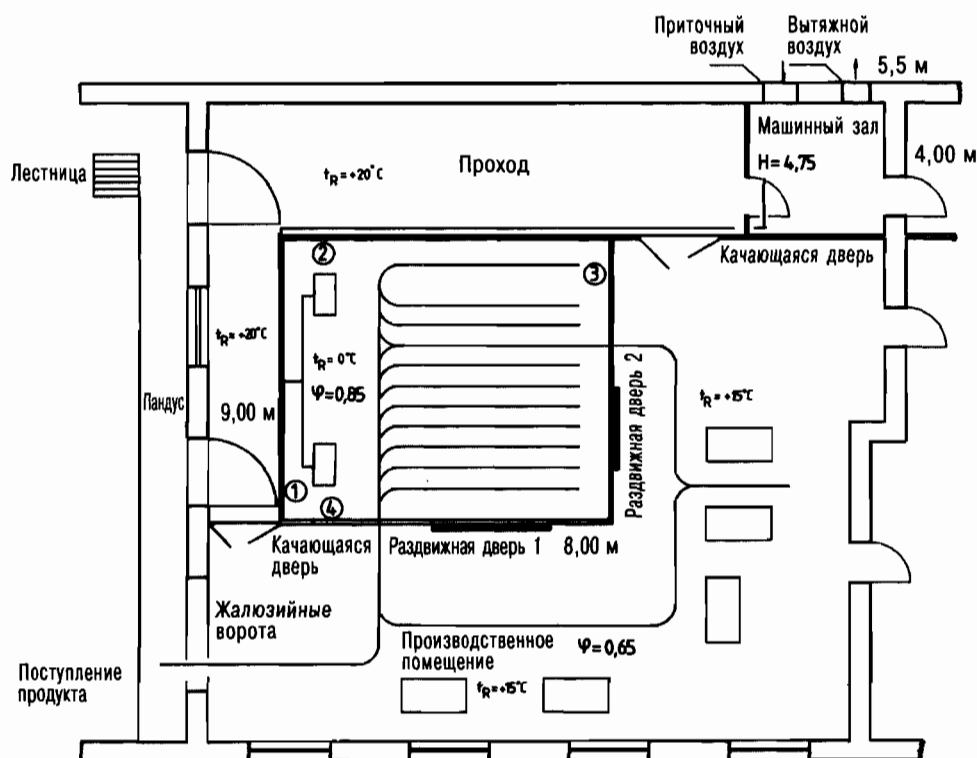


Рис. 4.11. Камера для охлаждения мяса внутри здания

**4.2.3. Расчет расхода холода**

– При определении расхода холода рекомендуем воспользоваться расчетным формуляром, разработанным институтом холодильной и техники и кондиционирования воздуха (BFS) (см. табл. 2.6).

**4.2.3.1. Дополнения и пояснения к расчетному формуляру BFS**

**Поз. 1**

Тип холодильной камеры: для охлаждения мяса, расположение – на нижнем этаже здания.

**Поз. 2**

Теплоизоляция: стиропор PS15 и PS30

Расчетный коэффициент теплопроводности принимается равным  $\lambda = 0,04 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ .

При расчете коэффициента теплопередачи  $k$  используются лишь технические характеристики изоляции. Параметрами других ограждающих конструкций холодильной камеры (например, штукатурки, керамической плитки и т.д.) можно пренебречь.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_i}} \text{ при } \frac{1}{\frac{1}{\text{Вт/м}^2 \text{ К}} + \frac{m \cdot \text{м} \cdot \text{К}}{\text{Вт}} + \frac{1}{\text{Вт/м}^2 \text{ К}}} = \frac{1}{\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} + \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} + \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}} = \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Для коэффициентов теплопередачи действительно:  $\alpha_a = 18 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  и  $\alpha_i = 18 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ .

$$k = \frac{1}{\frac{1}{18} + \frac{0,1}{0,04} + \frac{1}{18}} = 0,38 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Для ограждающих стен (1) и (2) вычисляются отдельные величины  $k$  в связи с измененным сопротивлением теплопередаче  $1/\alpha_a$ . См. здесь поз. 15 и 16 расчетного формуляра.

**Поз. 3**

Внутренние размеры теплоизоляции:

- длина 9,0 м;
- ширина 8,0 м;
- высота 3,4 м.

**Поз. 4** – отпадает.

**Поз. 5**

Объем холодильной камеры:  $9,0 \text{ м} \cdot 8,0 \text{ м} \cdot 3,4 \text{ м} = 244,80 \text{ м}^3$ .

**Поз. 6**

Параметры наружного воздуха  $t_a : \varphi_a : t_a = +15^\circ\text{C}; \varphi_a = 65\%$ .

**Поз. 7**

Параметры внутреннего воздуха  $t_i : \varphi_i : t_i = 0^\circ\text{C}; \varphi_i = 85\%$ .

**Поз. 8**

Род охлаждаемого продукта: говядина и свинина.

**Поз. 9**

Масса ежедневно поступающего на охлаждение продукта: 10 900 кг.

**Поз. 10**

Температура продукта при загрузке в холодильную камеру:  $+10^\circ\text{C}$ .

Температура мяса при транспортировке составляет  $+7^\circ\text{C}$ . Для большей надежности расчет ведется с показателем  $+10^\circ\text{C}$ .

**Поз. 11** – отпадает.

В данном проекте можно обойтись без вычисления возможной общей массы загружаемого продукта по формуле  $m_{\text{общ}} = m_B \cdot F_R \cdot H_{\text{шт}} \cdot \eta_B$  (кг) и определения 30%-го объема (а на производственных предприятиях – 50%-го объема) этой массы в целях использования в качестве величины суточного грузооборота.

$$m_{\text{общ}} = m_B \cdot F_R \cdot H_{\text{шт}} \cdot \eta_B,$$

где  $m_B$  – плотность закладки,  $\text{кг/м}^3$ ;

$F_R$  – внутренняя площадь холодильной камеры,  $\text{м}^2$ ;

$H_{\text{шт}}$  – высота штабеля, м;

$\eta_B$  – коэффициент закладки.

**Поз. 12**

Присутствие обслуживающего персонала (человек в сутки/продолжительность пребывания):

- 6 человек;
- по 8 часов рабочего времени в сутки.

**Поз. 13**

Освещение/продолжительность включения:  
при наличии 8 светильников в холодильной камере установленная мощность 400 Вт.

**Поз. 14**

Прочие тепловые потоки: отпадает.

**Поз. 15**

Теплоприток через стену (1):

$$Q_{E, \text{ стена 1}} = F \cdot k \cdot \Delta T \text{ в } (\text{м}^2 \cdot \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{К}) = \text{Вт.}$$

$$Q_{E, 1} = (9 \cdot 3,4) \cdot 0,373 \cdot 20 = \mathbf{228,28 \text{ Вт.}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{18} + \frac{0,1}{0,04} + \frac{1}{18}} = 0,373 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

**Поз. 16**

Теплоприток через стену (2):

$$Q_{E, \text{ стена 2}} = F \cdot k \cdot \Delta T \text{ в } (\text{м}^2 \cdot \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{К}) = \text{Вт.}$$

Величину  $k$  см. поз 15: 0,373 Вт/м<sup>2</sup> · К.

$$Q_{E, 2} = (8 \cdot 3,4) \cdot 0,373 \cdot 20 = \mathbf{202,91 \text{ Вт.}}$$

**Поз. 17**

Теплоприток через стену (3):

$$Q_{E, \text{ стена 3}} = F \cdot k \cdot \Delta T \text{ в } (\text{м}^2 \cdot \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{К}) = \text{Вт.}$$

Величину  $k$  см. поз 2: 0,38 Вт/м<sup>2</sup> · К.

$$Q_{E, 3} = (9 \cdot 3,4) - \underbrace{(2 \cdot 2,2)}_{F_{\text{двери}}} \cdot 0,38 \cdot 15 = \mathbf{149,34 \text{ Вт.}}$$

Механически раздвигающаяся дверь холодильной камеры: Н = 2,20 м, В = 2,00 м.

( $k = 0,19 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} > \text{см. поз. 19}$ ).

**Поз. 18**

Теплоприток через стену (4):

$$Q_{E, \text{ стена 4}} = F \cdot k \cdot \Delta T \text{ в } (\text{м}^2 \cdot \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{К}) = \text{Вт.}$$

Величину  $k$  см. поз 2: 0,38 Вт/м<sup>2</sup> · К.

$$Q_{E, 4} = (8 \cdot 3,4) - \underbrace{(2 \cdot 2,2)}_{F_{\text{двери}}} \cdot 0,38 \cdot 15 = \mathbf{129,96 \text{ Вт.}}$$

**Поз. 19**

Теплоприток через двери в ограждающей стене 3 и 4:

$$Q_{E, \text{ двери}} = F \cdot k \cdot \Delta T \text{ в } (\text{м}^2 \cdot \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{К}) = \text{Вт.}$$

$$Q_{E, \text{ двери}} = 2 \cdot (2 \cdot 2,2) \cdot 0,19 \cdot 15 = \mathbf{25,08 \text{ Вт.}}$$

( $k_{\text{двери}} = 0,19 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  при полиуретановой дверной филенке 10 см.)

**Поз. 20**

Теплоприток через потолок:

$$Q_{E, \text{ потолок}} = F \cdot k \cdot \Delta T \text{ в } (\text{м}^2 \cdot \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{К}) = \text{Вт.}$$

$$Q_{E, \text{ потолок}} = (9 \cdot 8) \cdot 0,19 \cdot 25 = \mathbf{342 \text{ Вт.}}$$

–  $k$  полиуретановой потолочной панели = 0,19 Вт/м<sup>2</sup> К;

– в промежуточном пространстве между навесным потолком холодильной камеры и бетонным перекрытием (разница в высоте 1,25 м) температура = +25°C.

**Поз. 21**

Теплоприток через пол:

$$Q_{E, \text{пол}} = F \cdot k \cdot \Delta T \text{ в } (\text{м}^2 \cdot \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{К}) = \text{Вт.}$$

$$Q_{E, \text{пол}} = (9 \cdot 8) \cdot 0,39 \cdot 10 = \mathbf{280,8 \text{ Вт.}}$$

– При наличии соприкасающихся с грунтом конструктивных элементов устанавливаем

$1/\alpha_a = 0$ . Отсюда следует:

$$k = \frac{1}{0 + \frac{0,1}{0,04} + \frac{1}{18}} = 0,39 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К.}$$

– Если пол холодильной камеры лежит прямо на грунте, то температура грунта принимается равной  $+10^\circ\text{C}$ .

**Поз. 22**

Суточный воздухообмен:

$$n = \frac{70}{\sqrt{244,8}} = \text{кратность } 4,47.$$

– Для определения кратности воздухообмена используется приближенное уравнение Бэкштрома:  $n = \frac{70}{\sqrt{V_R}}, V_R, \text{ м}^3$ .

**Поз. 23**

Таблица энтальпий – отпадает.

– Вычисление производится на основе данных, предлагаемых  $h, x$ -диаграммой Моляе (рис. 4.12).

**Поз. 24**

Расход на обновление воздуха:

1.  $V_L = V_R \cdot n$  с ( $\text{м}^3 \cdot 1/\text{сутки}$ ) из поз. 22; в  $\text{м}^3/\text{сутки}$ .

$$V_L = 244,80 \text{ м}^3 \cdot 4,47 \text{ в сутки} = 1\,094,26 \text{ м}^3/\text{сутки.}$$

Объемный расход обмена воздуха составляет  $1\,094,26 \text{ м}^3$  в сутки.

$$2. m_L = \frac{V_L \cdot \rho_L}{86\,400}$$

$$m_L = \frac{1\,094,26 \cdot 1,29}{86\,400} \text{ с } \rho_L = 1,29 \text{ кг}/\text{м}^3 (\rho_L \text{ устанавливается в конце охлаждения!).}$$

$$m_L = 0,0163 \text{ кг}/\text{с.}$$

Массовый расход при обновлении воздуха составляет  $0,0163 \text{ кг}/\text{с}$ .

3.  $Q_o = m_L \cdot \Delta h$ , кВт.

$$\Delta h = 32,25 - 8 = 24,25 \text{ кДж}/\text{кг} \text{ (см. } h, x\text{-диаграмму Моляе)}$$

$$Q_{\text{воздухообмена}} = 0,0163 \cdot 24,25 = 396 \text{ Вт} \rightarrow \text{см. диаграмму Моляе на рис. 2.7.}$$

**Поз. 25**

Масса загружаемого продукта для охлаждения:  $10\,900 \text{ кг}$  в сутки.

**Поз. 26**

Удельная теплоемкость перед охлаждением:

говядина:  $c = 3,2 \text{ кДж}/\text{кг} \cdot \text{К}$  (средняя величина)

свинина:  $c = 2,12 \text{ кДж}/\text{кг} \cdot \text{К}$  (средняя величина).

**Поз. 27**

Удельная теплоемкость после замораживания – отпадает.

– Продукт не подлежит замораживанию (только охлаждается!).

**Поз. 28**

Теплота замораживания  $q$  – отпадает.

– Продукт не замораживается!

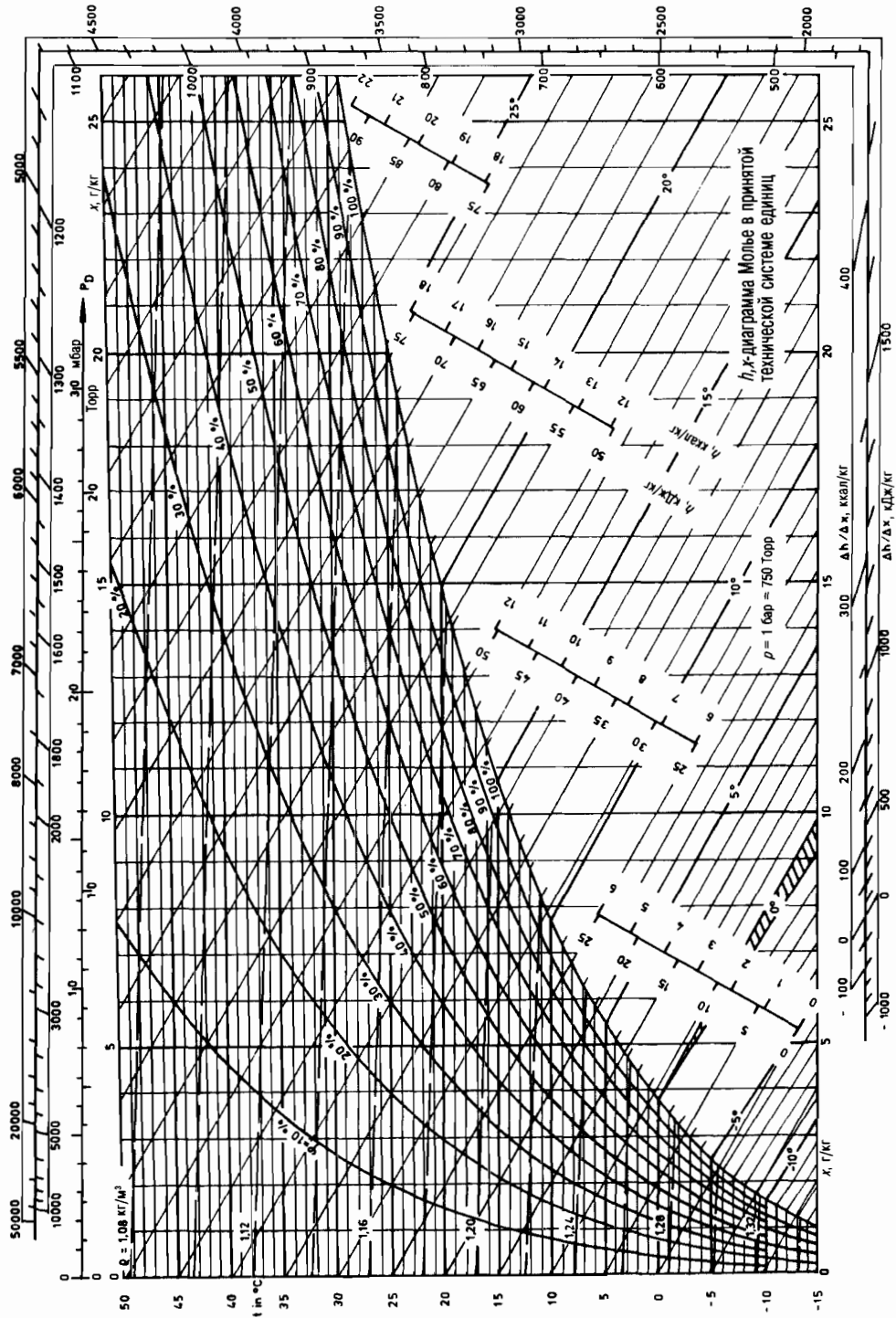


Рис. 4.12.  $h, x$ -диаграмма Моель

**Поз. 29**

Теплота дыхания – отпадает

– Этот пункт учитывается только в отношении овощей и фруктов.

**Поз. 30**

Разность температур  $\Delta T = 10$  К

– начальная температура поступающего продукта:  $+10^\circ\text{C}$ ;

– температура холодильной камеры:  $0^\circ\text{C}$ .

**Поз. 31**

Тепловой поток от охлаждаемого продукта, общий: 3 230 Вт

$$Q_{\text{охлажд., говядина}} = \frac{4\,500 \cdot 3,2 \cdot 10}{86\,400} = 1,66 \text{ кДж/с.}$$

$$Q_{\text{охлажд., свинина}} = \frac{6\,400 \cdot 2,12 \cdot 10}{86\,400} = 1,57 \text{ кДж/с.}$$

$$Q_{\text{охлажд., общ.}} = 1,66 + 1,57 = 3,23 \text{ кДж/с} = 3,23 \text{ кВт.}$$

**Поз. 32**

Теплота дыхания: отпадает.

– Этот пункт учитывается только в отношении овощей и фруктов!

**Поз. 33**

Теплота, идущая от каждого человека, – согласно таблице: при температуре помещения  $0^\circ\text{C}$  тепловой эквивалент из расчета на человека составляет 270 Вт.

**Поз. 34**

Теплоприток от обслуживающего персонала:

$$Q_{\text{персонала}} = \frac{i \cdot P \cdot \tau}{24}, \text{ Вт,}$$

где  $i$  – количество людей – см. поз. 12;

$P$  – тепловой эквивалент, Вт – см. поз. 33;

$\tau$  – продолжительность пребывания в холодильной камере, в сутки;

$\tau$  – ежедневно по 8 часов.

$$Q_{\text{персонала}} = \frac{6 \cdot 270 \cdot 8}{24} = 540 \text{ Вт.}$$

**Поз. 35**

Теплоприток от освещения:

$$Q_{\text{освещения}} = \frac{i \cdot P \cdot \tau}{24}, \text{ Вт,}$$

где  $i$  – число светильников в холодильной камере – см. поз. 13;

$P$  – мощность каждого светильника, Вт – см. поз. 13;

$\tau$  – продолжительность включения, часов/сутки;

$\tau$  – ежедневно по 8 часов.

$$Q_{\text{освещения}} = \frac{8 \cdot 50 \cdot 8}{24} = 133,33 \text{ Вт.}$$

**Поз. 36**

Прочие тепловые потоки (здесь: потери через открытые двери).

– Данный холодильник оснащен двумя механическими раздвижными дверями. Поскольку открытие двери связано с использованием трубной системы, то для большей надежности вычисляется тепловой эквивалент из расчета на одну дверь, открываемую в связи с производственной необходимостью. Мы не будем здесь исходить из того, что всегда и обязательно одновременно, причем на равное время, открываются сразу обе двери.

– Для требуемого расчета используется (в несколько измененном виде) уравнение Тамма:

$$Q_{\text{двери}} = [8,0 + (0,067 \cdot \Delta T_{\text{двери}})] \cdot \tau_{\text{двери}} \cdot \rho_{L, KR} \cdot V_{\text{двери}} \cdot H_{\text{двери}} \cdot \sqrt{H_{\text{двери}} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{\text{воздуха, снаружи}}}{\rho_{\text{воздуха, внутри}}}\right) \cdot (h_{L,a} - h_{L,i}) \cdot \eta_{LS}}, \text{ Вт.}$$

$\Delta T_{\text{двери}}$  – разность температур воздуха с обеих сторон двери, К.

$\tau_{\text{двери}}$  – максимальная продолжительность открытия двери, количество минут в течение часа; ориентировочные значения продолжительности открытия двери в минутах на тонну грузооборота можно взять из приведенной ниже таблицы, умножив эти величины на число тонн ежечасно загружаемого через двери продукта.

**Таблица 4.5.** Отправные точки вычисления продолжительности открытия двери,  $\tau_{\text{двери}}$

Тип раздвижной двери	Вид товара	$\tau_{\text{двери}}$ , минут на тонну грузооборота
с ручным управлением	замороженные туши,	15
	продукт на поддонах	6
с механическим обслуживанием	замороженные туши,	1
	продукт на поддонах	0,8

$\rho_{L, KR}$  – плотность воздуха в холодильной камере при  $t_R = 0^\circ\text{C}$ , кг/м<sup>3</sup>;

$h_{L,a}$  – удельная энтальпия воздуха с наружной стороны двери, кДж/кг;

$h_{L,i}$  – удельная энтальпия воздуха с внутренней стороны двери, кДж/кг;

$V_{\text{двери}}$  – ширина двери, м;

$H_{\text{двери}}$  – высота двери, м;

$\rho_{\text{воздуха, снаружи}}$  – плотность воздуха снаружи холодильной камеры, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_{\text{воздуха, внутри}}$  – плотность воздуха внутри холодильной камеры, кг/м<sup>3</sup>;

$\eta_{LS}$  – коэффициент полезного действия возможно имеющейся воздушной завесы (принимается равным 1).

$$\Delta T_{\text{двери}} = T_{L,a} - T_{L,i} = 288,15 \text{ К} - 273,15 \text{ К} = 15 \text{ К.}$$

$$\tau_{\text{двери}} = 0,8 \text{ минут на тонну.}$$

$$\tau_{\text{двери}} = \frac{\tau_{\text{двери}} \cdot 10,9}{24} = 0,36 \text{ мин/час.}$$

$$Q_{\text{двери}} = [8,0 + (0,067 \cdot 15)] \cdot 0,036 \cdot 1,29 \cdot 2,0 \cdot 2,2 \cdot \sqrt{2,2 \cdot \left(1 - \frac{1,222}{1,29}\right) \cdot (32,25 - 8)} \cdot 1.$$

$$Q_{\text{двери}} = 151,93 \text{ Вт.}$$

**Поз. 37**

Полный теплоток (суммированный), Вт.

$$Q_{\text{общ}} = 228,28 + 202,91 + 149,34 + 129,96 + 25,08 + 342 + 280,8 + 396 + 3 \cdot 230 + 540 + 133,33 + 151,93 = 5 \, 809,63 \text{ Вт.}$$

**Поз. 38**

Рабочее время холодильной установки: принимаем 16 часов в сутки.

**Поз. 39**

Пересчет холодопроизводительности на указанное выше рабочее время:

$$Q_{\text{предварит}} = (5 \, 809,63 \cdot 24) : 16 = 8 \, 714,45 \text{ Вт.}$$

– предварительная холодопроизводительность составляет 8 714,45 Вт;

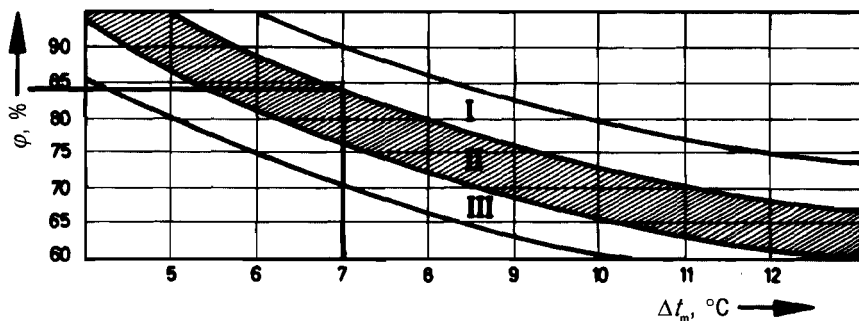
– при относительном рабочем времени холодильной установки, равном 16 часам, ежедневно требуемая холодопроизводительность возрастает в 1,5 раза.



**Поз. 40**

Температура кипения.

Для загруженного в холодильную камеру мяса (свинины и говядины) указывается влажность воздуха порядка 85–90%. Для обеспечения этого параметра требуется минимальная разность температур – между температурой кипения и температурой в самой камере. Таким образом, исходным моментом проектирования испарителя является именно определение соответствующей разности температур. Здесь можно прибегнуть к помощи рабочей диаграммы, составленной изготовителем (рис. 4.13).



**Рис. 4.13.** Относительная влажность в зависимости от средней разности температур

Рассматриваются три зоны, причем к первой зоне отнесены охлаждаемые продукты, требующие высокой относительной влажности воздуха, ко второй – продукты, для которых достаточно нормальной влажности, и к третьей – продукты с расчетом на низкую относительную влажность воздуха. Наиболее благоприятным считается вариант, позволяющий работать в некоем среднем поле указанных зон.

Диаграмма демонстрирует снижение требуемой относительной влажности воздуха с 85 до 84% при разности температур 7 К между  $t_R$  и  $t_0$ . Значения, равные 7 К, будет недостаточно для необходимого рабочего перегрева обычного терморегулирующего вентиля ( $\Delta T_A = \Delta T \cdot 0,7$ ). Здесь получается  $\Delta T_A = 4,9$  К. По этой причине выбирается  $\Delta T = 8$  К между  $t_R$  и  $t_0$ , а в приведенной выше диаграмме проверяется установившаяся теперь относительная влажность воздуха.

В левой половине рис. 4.14 при выбранной разности температур  $\Delta T = 8$  К продвигаются до  $t_0 = -8^\circ\text{C}$ , далее проходят вправо до кривой «охлаждаемый продукт без упаковки» и считают в итоге на оси абсцисс справа внизу относительную влажность воздуха 83%.

Таким значением «недостающей влажности» можно пренебречь, поскольку продукт закладывается в камеру на весьма короткое время, ибо речь идет о предприятии с ежедневной заменой охлаждаемого продукта. Определение разности температур в связи с этим приобретает особую важность, учитывая, что производительность испарителя при степени перегрева 0,65 составляет ровно 100%. Согласно ЕН 328 «Способы контроля при определении критериев производительности воздухоохлаждающих устройств», степень перегрева  $\Delta t_{\text{SUP}}/\Delta t_1$  вычисляется как частное от деления величины перегрева  $\Delta t_{\text{SUP}}$  (разность между температурой перегрева  $\Delta t_{\text{SUP}}$  и температурой кипения  $t_0$ ) на величину разности температур на входе  $\Delta t_1$  (разница между температурой воздуха на входе  $t_{L1}$  и температурой кипения  $t_0$ ).

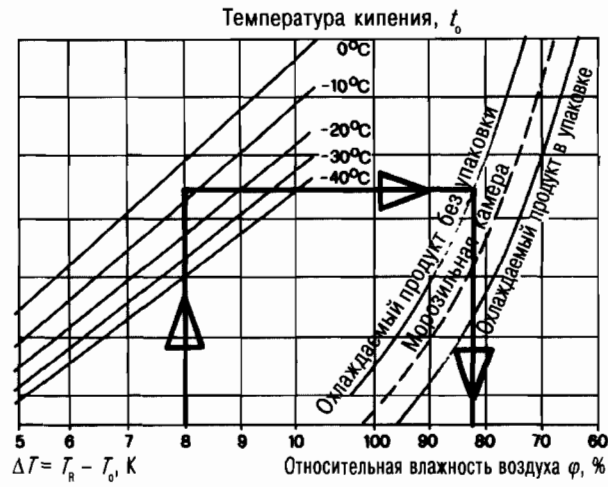


Рис. 4.14.

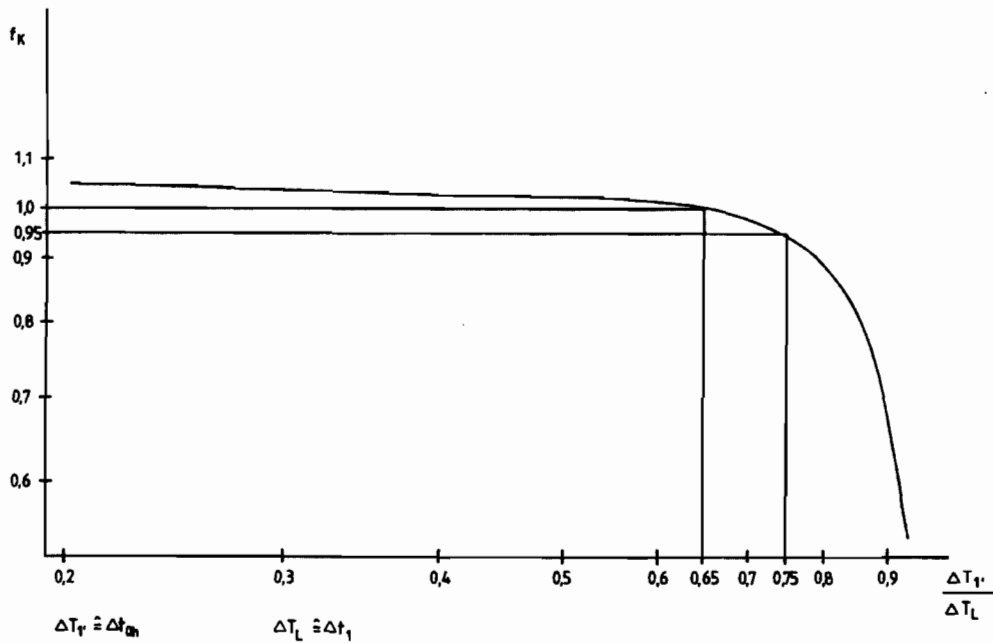


Рис. 4.15.

Заданные параметры:

$$t_R = t_{L1} = 0^\circ C$$

$$t_0 = -8^\circ C$$

$$t'_1 = t_{SUP} = -2^\circ C$$

$$\Delta T'_1 = \Delta T'_{L1} - T_0 = 271 - 265 = 6 K$$

$$\Delta T_L = \Delta T_{L1} - T_0 = 273 - 265 = 8 K$$

$$\text{Степень перегрева} = \frac{\Delta T'_1}{\Delta T_L} = \frac{6K}{8K} = 0,75.$$

**Результат:** По мере усиления перегрева возрастает степень перегрева, а производительность испарителя падает до 95%. Степень перегрева служит, таким образом, мерилем КПД испарителя и его производительности.

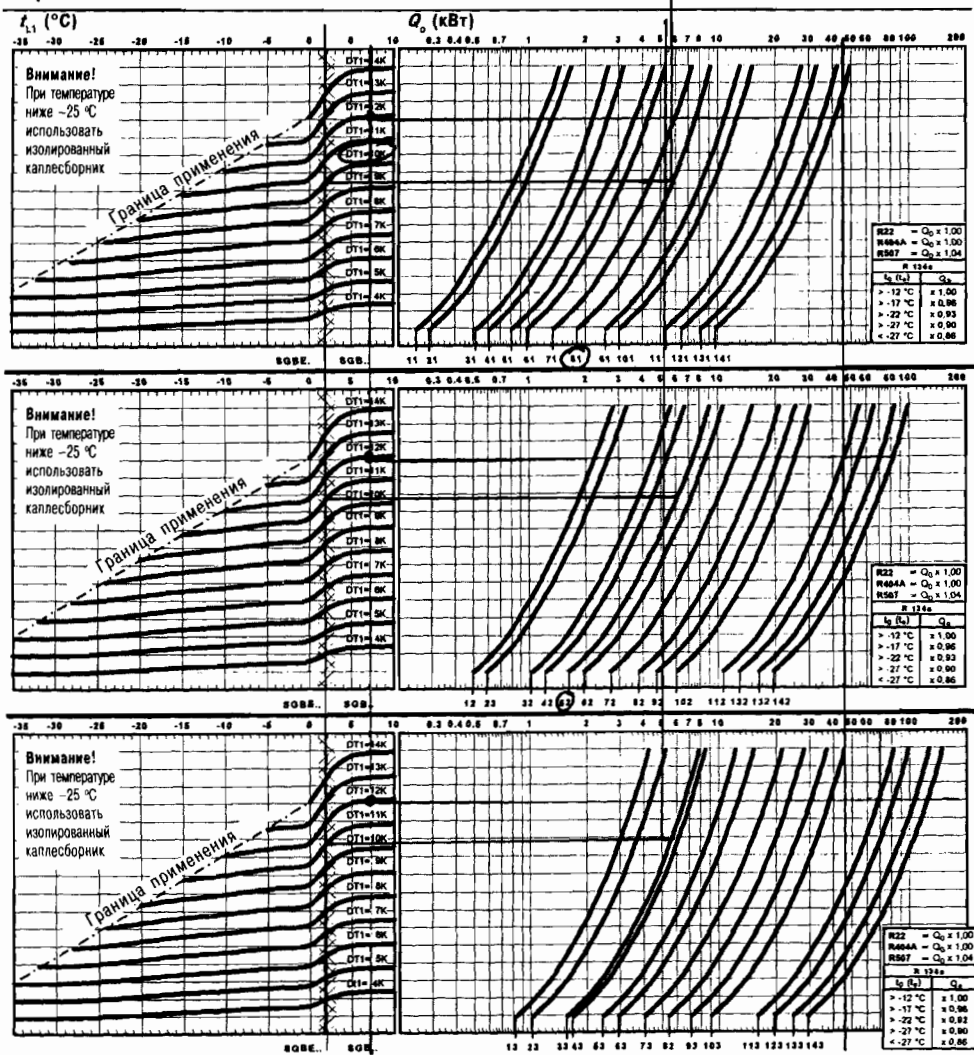
**Поз. 41**

Выбор испарителя по каталогу изготовителя Kuba:

Из множества возможных исполнений выбор падает на воздухоохладитель серии SG, представленной тремя разными типами, а именно:

- SGA с расстоянием между пластинами 4,5 мм;
- SGB с расстоянием между пластинами 7,0 мм;
- SGL с расстоянием между пластинами 12,0 мм.

**$Q_v$ -диаграмма (R 22, R 134a, R 404A, R 507)**



**Рис. 4.16.** Диаграмма предварительной производительности  $Q_v$  (R22, R134a, R404A, R507)

Согласно расчету, произведенному в поз. 39, предварительная производительность испарителя составляет порядка 8 714,45 Вт – без вентилятора и теплового потока при нагреве, ибо сам тип испарителя точно еще не установлен.

На практике предварительно вычисленную производительность испарителя увеличивают на 20% с учетом не известных пока параметров – производительности вентилятора и тепловой нагрузки.

Отсюда следует:  $Q_{\text{предварит}} + 20\% = 8\,714,45 + 20\% = 10\,457,34$  Вт.

В целях улучшения продувки холодильной камеры «предварительная производительность испарителя» распределяется на два вентиляторных воздухоохладителя, причем на каждый испаритель приходится 5 228,67 Вт.

Согласно ЕН 328, данные производительности воздухоохладителей даются в пересчете на разность температур (между температурой воздуха на входе и температурой кипения).

Из диаграммы  $Q_v$  для серии SGB (рис. 4.16) получаем следующее:

температура воздуха на входе  $t_{l1} = +2^\circ\text{C}$ ;

$\Delta T_1$  – разность температур: 10 К;

производительность: 5,22 кВт.

Число вентиляторов	
1. испаритель SGB 81	1
2. испаритель SGB 52	2
3. испаритель SGB 33	3

Поскольку мы во всех трех случаях находимся в области на грани инееобразования, испаритель должен быть оснащен системой электронагрева для оттаивания – в таком случае его обозначение меняется на SGBE.

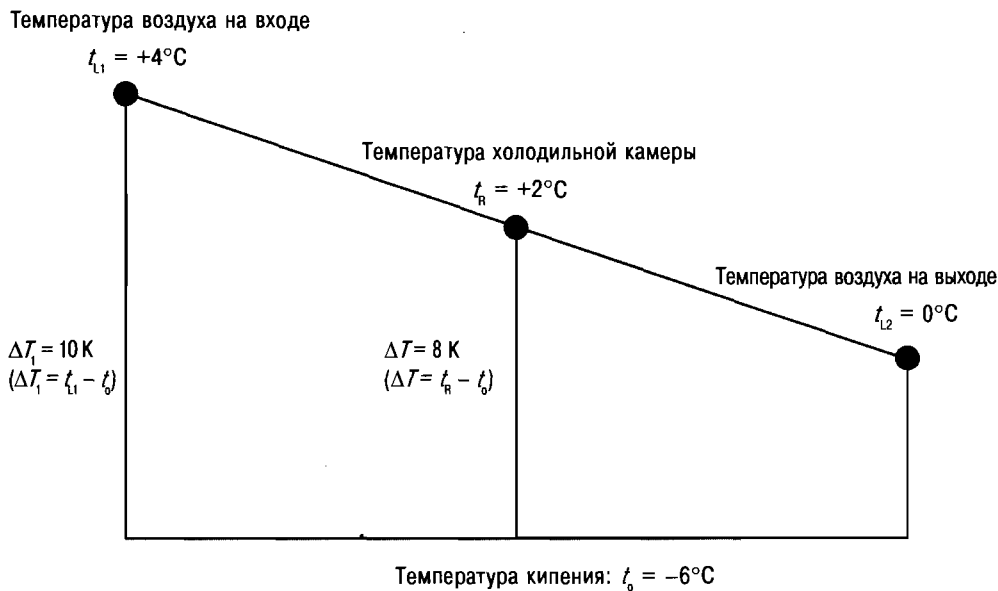


Рис. 4.17.

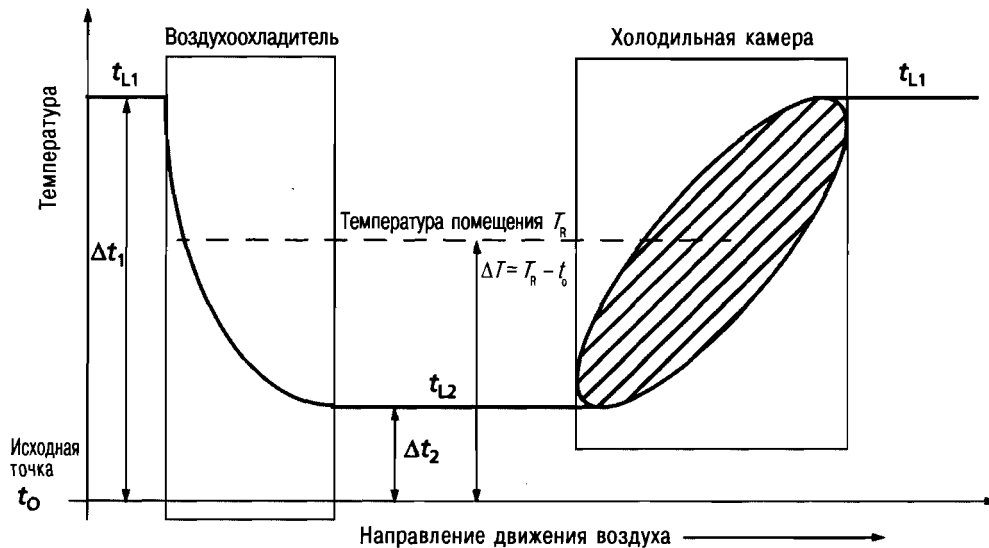


Рис. 4.18. Схема изменения температур воздуха в воздухоохладителе и в холодильной камере

**Выбрано:** 2 испарителя SGBE 81 с фактической производительностью 5,64 кВт при  $t_{L1} = +2^\circ\text{C}$  и  $\Delta T_1 = 10\text{ K}$ .

**Примечание:**

Если точка пересечения характеристических кривых двух типов испарителей находится в  $Q_v$ -диаграмме, то испаритель меньшей производительности выбирается лишь в том случае, если в расчет принимается пониженная температура кипения и увеличенная продолжительность работы установки. Но поскольку это не желательно, то выбор делается в пользу испарителя более высокой производительности.

**Поз. 42**

Производительность вентиляторов: 300 Вт.

**Поз. 43**

Рабочее время вентиляторов: 16 часов в сутки.

Технические характеристики испарителя можно взять из приведенных далее таблиц параметров.

Рабочие характеристики:

- 1) объемный расход: 2 900 м<sup>3</sup>/час;
- 2) дальность обдува: 20 м;
- 3)\* многоточечный впрыск через распределитель Küba-Cal;
- 4) производительность вентилятора: 300 Вт;
- 5) холодопроизводительность: 2 530 Вт.

\* К п. 3: Это означает выбор терморегулирующего вентиля с внешней компенсацией давления.

Поскольку вентилятор испарителя и холодильная машина работают параллельно (по 16 часов в сутки согласно поз. 42), то указанная производительность 300 Вт полностью покрывает потребность в холоде. Холодопроизводительность испарителя составляет 2 530 Вт. Нагрева в сливной линии не требуется ввиду отсутствия опасности замерзания стекающей талой воды.

**Примечание:**

Нагрев сливной линии (длиной от 1,30 до 5,0 м) используется, как правило, только в случае испарителей низкотемпературных холодильных камер, где для спуска выбирается медная труба диам. 28 × 1,5 мм – демонтируемая, изолированная рукавом Armaflex H28 и проложенная без сифона.

**Рис. 4.19.** Основные параметры воздухоохладителя Küba SGBE 81. Изделие № 2015.81

Холодопроизводительность $Q_o$ , кВт	Температура помещения $t_{p1}$ , °C	Температура кипения $t_o$ , °C	Разность температур $\Delta T$ , К	Температура всасывания $t_{oh}$ , °C	Хладагент	Число оборотов, $n$ (в мин)
5,44	0,0	-8,0	8,0	-2,8	R134a	1400
<b>Технические характеристики</b>						
Объемный расход воздуха: 2 900 м <sup>3</sup> /час Дальность обдува: 20,0 м Площадь: 34,2 м <sup>2</sup> Расстояние между ребрами: 7,0 мм Емкость трубы: 8,9 л		Расчет оборудования на основе числа об. 1400 в мин $Q_o$ ( $\Delta T = 7,6$ К): 5,20 кВт $t_{oh}$ ( $\Delta T = 7,6$ К): -2,7°C $t_o$ ( $\Delta T = 7,6$ К): -7,5°C		Эл. оттаивание: 230 В-1/400 В-3-У Корпус: 2,18 кВт Ванна: 0,35 кВт Всего: 2,53 кВт		
Холодопроизводительность $Q_o$ , кВт	Температура воздуха на входе $t_{11}$ , °C	Температура кипения $t_o$ , °C	Разность температур $\Delta T$ , К	Температура всасывания $t_{oh}$ , °C	Хладагент	Число оборотов, $n$ (в мин)
5,64	2,0	-8,0	10,0	-1,5	R134a	1400
<b>Технические характеристики</b>						
Объемный расход воздуха: 2 900 м <sup>3</sup> /час Дальность обдува: 20,0 м Площадь: 34,2 м <sup>2</sup> Расстояние между ребрами: 7,0 мм Емкость трубы: 8,9 л		Расчет оборудования на основе числа об. 1400 в мин $Q_o$ ( $\Delta T = 9,2$ К): 5,20 кВт $t_{oh}$ ( $\Delta T = 9,2$ К): -2,7°C $t_o$ ( $\Delta T = 0,2$ К): -7,5°C		Эл. оттаивание: 230 В-1/400 В-3-У Корпус: 2,18 кВт Ванна: 0,35 кВт Всего: 2,53 кВт		
<b>Вентиляторы</b>						
1 шт.: 230/400±10% В -3-50/60 Гц; IP44 Диаметр лопасти: 400 мм Температурный диапазон: -40 до +45°C Звуковая мощность: 75 дБ (А) $L_{pA}$ на расстоянии 10 м: 44 дБ(А)		<b>Рабочие характеристики вентилятора:</b> Режим работы: 50 Гц Число оборотов: 1420 в мин Производительность: 215 Вт Потребление тока: 0,52 А		<b>Данные двигателя на фирменной табличке вентилятора:</b> Режим работы: 50 Гц Число оборотов: 1400 в мин Мощность: 300 Вт Потребление тока: 0,58 А		
Звуковое давление $L_{pA}$ относится к варианту монтажа под открытым небом (согласно ДИН 45635)						
<b>Размеры и масса</b>				<b>Материалы</b>		
Присоединение на входе: 10* мм Присоединение на выходе: 22 мм		Вес нетто: 45,7 кг Вес брутто: 60,0 кг		Трубы: медь Ребра: алюминий Корпус: Al; RAL 9018		
* многократный впрыск через распределитель Küba-CAL				Версия: 2002.031		
H = 560 мм B = 1065 мм T = 640 мм L = 495 мм F = 143 мм A = 150 мм W = 300 мм						

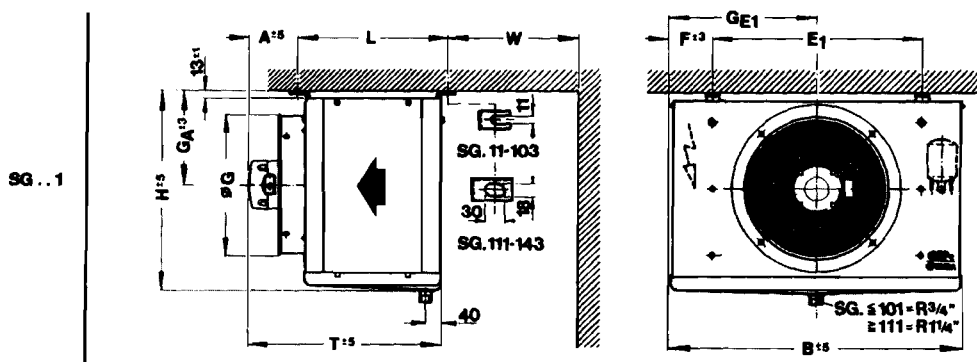


Рис. 4.20. Высокопроизводительный воздухоохладитель (размерные эскизы)

**Поз. 44**

Расчетный формуляр: теплоток от вентилятора (испаритель):

$$Q_{\text{вентилятора}} = \frac{i \cdot P \cdot \tau_{\text{вентилятора}}}{\tau_{\text{установки}}},$$

где  $i$  – число вентиляторов; $P$  – производительность вентилятора, Вт; $\tau_{\text{вентилятора}}$  – время работы вентилятора, часов в сутки; $\tau_{\text{установки}}$  – время работы установки, часов в сутки.

$$Q_{\text{вентилятора}} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 16}{16} = 600 \text{ Вт.}$$

**Поз. 45**

См. запись в расчетном формуляре:

2 × 2 530 Вт согласно технической документации.

**Поз. 46**

См. запись в расчетном формуляре:

4 × 20 минут/сутки (рекомендуемая величина, Брайдерт/Шиттенгельм, стр. 73,

3-е издание).

**Поз. 47**

Тепловой поток при нагреве (испаритель):

$$Q_{\text{нагрева}} = \frac{i \cdot P \cdot \tau_{\text{оттайки}}}{\tau_{\text{установки}}},$$

где  $i$  – число нагревателей; $P$  – теплопроизводительность, Вт; $\tau_{\text{оттаивания}}$  – время оттаивания, часов в сутки; $\tau_{\text{установки}}$  – время работы установки, часов в сутки.

$$Q_{\text{нагрева}} = \frac{2 \cdot 2530 \cdot 1,3}{16} = 411,13 \text{ Вт.}$$

**Поз. 48**

Определение эффективной производительности испарителя:

$$Q_{\text{о эфф}} = Q_{\text{предвар}} + Q_{\text{вентилятора}} + Q_{\text{нагрева}} \text{ Вт;}$$

$$Q_{\text{о эфф}} = 8\,714,45 + 600 + 411,13 = 9\,725,58 \text{ Вт;}$$

$$Q_{\text{о эфф}} = 9\,725,58 \text{ Вт.}$$

Таблица 4.6. Высокопроизводительные воздухоохладители: размеры, масса, оттаивание электроннагревом

Типо- размер	Габариты													Оттаивание электронагревом, кВт			Масса, кг					
	H**	B**	t**	L	E <sub>1</sub>	E <sub>2</sub>	E <sub>3</sub>	F	A	W	ØG	GA	GE <sub>1</sub>	GE <sub>2</sub>	GE <sub>3</sub>	Корпус	Ванна	Всего*	SGA	SGB	SGL	
11	360	565	420	34	380	—	—	93	80	200	265	160	283	—	—	0,77	0,35	1,12/1	12	11	—	—
21	360	565	420	345	380	—	—	93	80	200	265	160	283	—	—	0,77	0,35	1,12/1	13	12	—	—
31	460	665	440	345	480	—	—	93	100	200	321	210	333	—	—	0,96	0,42	1,38/1	18	17	—	—
41	460	665	440	345	480	—	—	93	100	200	321	210	333	—	—	0,96	0,42	1,38/1	21	19	—	—
51	560	815	570	415	530	—	—	143	160	300	419	260	408	—	—	1,44	0,24	1,68/1	30	26	24	—
61	560	815	570	415	530	—	—	143	160	300	419	260	408	—	—	1,61	0,24	1,85/1	33	29	27	—
71	560	915	640	495	630	—	—	143	150	300	419	260	458	—	—	1,73	0,29	2,02/1	41	35	33	—
81	560	1065	640	495	780	—	—	143	150	300	419	260	533	—	—	2,18	0,35	2,53/1	53	45	41	—
91	660	1065	650	495	780	—	—	143	160	400	525	320	533	—	—	2,90	0,35	3,25/1	62	53	49	—
101	660	1065	650	495	1030	—	—	143	160	400	525	320	658	—	—	3,68	0,44	4,12/1	71	65	58	—

\* с разделением на нагревательные контуры!

\*\* учитывать возможное отклонение параметров принадлежностей от заданных значений!

Данные размеры действительны только для стандартных исполнений!

При монтаже вентиляторов с характеристиками, отличными от приведенных, увеличиваются размеры Т и А.



Таблица 4.7. Расчетный формуляр BFS для холодильных камер

Заказчик						
Дата:						
		Единица измерения		Итоговая графа		
1. Вид холодильных камер/для охлаждения мяса/положение:		ЕС				
2. Теплоизоляция – стиропор/толщина/коэффициент теплопередачи		см	Вт/м <sup>2</sup> · К	10	0,38	
3. Внутренние размеры теплоизоляции и штукатурки или облицовочной плитки, длина × ширина × высота		м		9 × 8 × 3,4		
4. Наружные размеры, длина × ширина × высота		м				
5. Объем камеры		м <sup>3</sup>		244,80		
6. Параметры наружного воздуха		$t_a$	$\varphi_a$	°С	%	+15 65
7. Параметры воздуха внутри камеры		$t_i$	$\varphi_i$	°С	%	0 85
8. Вид охлаждаемого продукта		–		говядина, свинина		
9. Суточный грузооборот		кг / сутки		10 900		
10. Начальная температура продукта при загрузке		°С		+10		
11. Общая масса продукта в холодильной камере		кг		10 900		
12. Пребывание обслуживающего персонала (человек в сутки)		Продолжительность пребывания		часов/сутки	6	8
13. Освещение		Продолжительность включения		Вт часов/сутки	400	
14. Прочие тепловые потоки		Длительность действия		Вт часов/сутки	–	–
15. Теплоприток через стену $Q_E$ конструкционный элемент 1		Вт	→	228,28		
16. Теплоприток через стену $Q_E$ конструкционный элемент 2		Вт	→	202,91		
17. Теплоприток через стену $Q_E$ конструкционный элемент 3		Вт	→	149,34		
18. Теплоприток через стену $Q_E$ конструкционный элемент 4		Вт	→	129,96		
19. Теплоприток через дверь, $Q_E$		Вт	→	25,08		
20. Теплоприток через потолок $Q_E \Delta T = 25$ К		Вт	→	342,00		
21. Теплоприток через пол $Q_E \Delta T = 10$ К		Вт	→	280,80		
22. Коэффициент воздухообмена, $n$		1/сутки		4,47	–	
23. Энтальпия из $h,x$ -диаграммы		кДж/кг		24,35	–	
24. Теплоприток от вентиляции, $Q_E$		Вт	→	396,00		
25. Суточный грузооборот		кг/сутки		10 900	–	
26. Удельная теплоемкость перед замораживанием, $c$ свинина, говядина		кДж/кг · К		3,2	2,12	–
27. Удельная теплоемкость после замораживания, $c$		кДж/кг · К		–	–	
28. Энтальпия замораживания, $q$		кДж/кг		–	–	
29. Энтальпия «дыхания» овощей и фруктов, $h$		кДж/кг в сутки		–	–	
30. Разность температур $\Delta T$		К		10	–	

Таблица 4.7. Расчетный формуляр BFS для холодильных камер (окончание)

	Единица измерения		Итоговая графа
31. Теплоприток от охлаждаемого продукта, $Q_A$	Вт	→	3 230,00
32. Теплоприток от «дыхания» овощей, фруктов, $Q_A$	Вт	→	отпадает
33. Тепло от каждого человека	Вт	270	–
34. Теплоприток от пребывания людей, $Q_d$	Вт	→	540
35. Теплоприток от освещения, $Q_{осв}$	Вт	→	133,33
36. Прочие теплопритоки, $Q_u$	Вт	→	151,93
37. Общий теплоприток, $Q$	Вт	+ →	5 809,63
38. Продолжительность работы холодильной установки	часов/сутки	(16) 18	–
39. Холодопроизводительность испарителя, предварительная, $Q_{о,расч}$	Вт	→	8 714,45
40. Температура кипения	°С	–8	–
41. Тип испарителя – согласно каталогу	–	2 × SGBE 81	–
42. Теплоприток от вентиляторов	Вт	2 × 300	–
43. Длительность работы вентиляторов	часов/сутки	16	
44. Теплоприток от вентилятора испарителя, $Q_v$	Вт	→	600
45. Холодопроизводительность испарителя (полная)	Вт	2 × 2 530	–
46. Продолжительность оттаивания	часов/сутки	1,3	–
47. Теплоприток при оттаивании испарителя, $Q_{от}$	Вт	→	411,13
48. Холодопроизводительность испарителя, $Q_{о,эфф}$	Вт	+ →	9 725,58
49. Тип холодильной машины – согласно каталогу	–		–
50. Температуры кипения и конденсации	°С	–10/+45	–
51. Хладагент	R	134a	–
52. Прочее		→	–

BFS – Государственный институт холодильной техники и техники кондиционирования воздуха.

$Q_{о,эфф}$  : 2 – полезная производительность каждого испарителя.

$Q_{о,эфф}$  – 4 863 Вт на каждый испаритель.

Контроль по  $Q_v$ -диаграмме, с одной стороны, и компьютерная распечатка, с другой стороны, показывают, что такая производительность может быть достигнута при использовании модели SGBE 81.

#### Поз. 49

Выбор конденсаторной группы для R 134a с воздушным охлаждением, полугерметичным компрессором 2-го поколения фирмы Bitzer.

Расчет холодильной установки требует правильного согласования параметров: производительности испарителя и производительности компрессора. Баланс двух этих параметров достигается в том случае, когда холодильная машина с учетом возникающих потерь давления во всасывающем трубопроводе способна обеспечить расчетную холодопроизводительность, причем без сдвига рабочей точки.

Конденсаторная группа с воздушным охлаждением рассчитывается для окружающей температуры +32°С. Температура кипения  $t_0$  составляет –8°С, для потери температуры на стороне всасывания 2 К, так что группа проектируется для температуры кипения  $t_0 = -10°С$ .

Рис. 4.21. Таблица параметров для расчета компрессора: конденсаторные группы

Заданные значения		Границы применения							
Холодопроизводительность	10 кВт								
Серия	стандартная								
Хладагент	R134a								
Исходная температура	точка росы								
Температура кипения	-10°C								
Температура окружающей среды	32°C								
Температура всасываемого газа	20°C								
Электропитание от сети	стандарт 50 Гц								
Полезный перегрев	100%								
Результат						LN104/4DC-7.2Y	LN104/4Z-8.2Y	LN84/4CC-6.2Y	LN114/4V-10.2Y
Холодопроизводительность, кВт	8,73					8,86	10,00	10,87	
Производительность испарителя	8,73					8,86	10,00	10,87	
Потребляемая мощность*, кВт	3,22					3,24	3,93	4,07	
Ток (400 В), А	8,69	6,69	9,34	8,73					
Массовый расход, кг/час	188,9	192,0	224	237					
Температура конденсации, °C	39,6	39,7	43,2	40,3					
Переохлаждение жидкости, °C	3,00	3,00	3,00	3,00					
Режим работы	стандарт	стандарт	стандарт	стандарт					

\* Производительность компрессора (мощность, потребляемую вентиляторами, см. в технических характеристиках).

Выбираем конденсаторную группу типа LN 84/4CC-6.2Y со следующими техническими характеристиками:

$t_a = +32^\circ\text{C}$ ; хладагент R 134a;

$t_o = -10^\circ\text{C}$ , холодопроизводительность 10 000 Вт при  $t_1 = +20^\circ\text{C}$ .

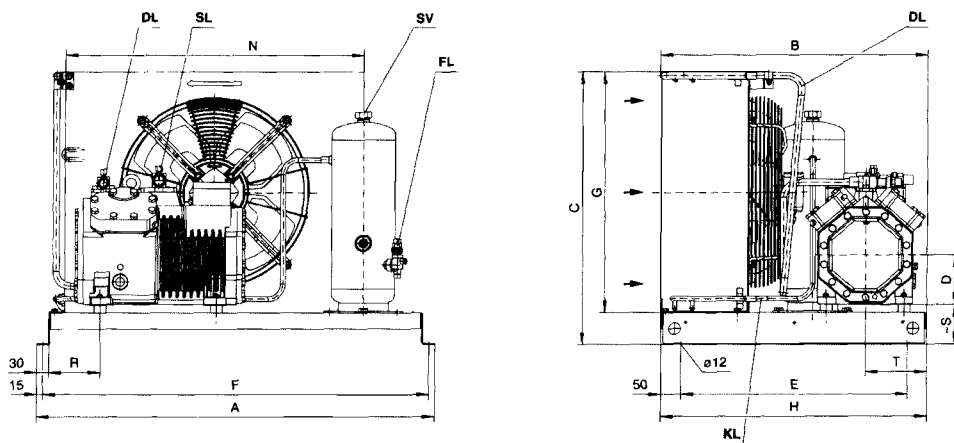


Рис. 4.22. Стандартная конденсаторная группа  
LN64/4FC-3.2(Y) ...  
LN84/4DC-5.2(Y) / LN84/4CC-6.2(Y)

Таблица 4.8. Технические характеристики конденсаторных групп

Тип конденсаторной группы	Компрессор	Вентилятор	Расход воздуха конденсатором, м³/час	Коллектор		Коллектор большего размера (опция)	Вес (стандартный), кг								
				Макс. рабочий ток, А	Макс. вес заправленного хладагента, кг										
Род тока:		Потребление тока, А	Потребляемая мощность, Вт	Стандарт Тип											
3-фазный «Е»															
LH32/2KC-05.2(Y)	-	4,6/2,7	-	0,54	120	1750	FS35	R 134a	R 404A	R22	3,1	2,6	3,1	FS55	70
LH32/2JC-0.7.2(Y)	-	6,0/3,5	-	0,54	120	1750	FS35	FS35	3,1	2,6	3,1	2,6	3,1	FS55	70
LH33/2HC-1.2(E)(Y)		6,1/3,5	12,5	0,55	120	1710	FS35	FS35	3,1	2,6	3,1	2,6	3,1	FS55	71
LH33/2HC-2.2(Y)		7,4/4,3	4	0,55	120	1710	FS35	FS35	3,1	2,6	3,1	2,6	3,1	FS55	73
LH33/2GC-2.2(E)(Y)		8,1/4,7	15,0	0,55	120	1710	FS35	FS35	3,1	2,6	3,1	2,6	3,1	FS55	73
LH44/2GC-2.2(E)(Y)		8,1/4,7	15,0	0,56	125	1840	FS35	FS35	5,9	4,8	5,8	4,8	5,8	FS75	81
LH44/2FC-2.2(E)(Y)		8,5/4,9	15,0	0,56	125	1840	FS35	FS35	5,9	4,8	5,8	4,8	5,8	FS75	80
LH44/2FC-3.2(Y)		10,0/5,8	-	0,56	125	1840	FS35	FS35	5,9	4,8	5,8	4,8	5,8	FS75	81
LH44/2EC-2.2(E)(Y)		9,9/5,7	-	0,56	125	1840	FS35	FS35	5,9	4,8	5,8	4,8	5,8	FS75	98
LH64/2EC-3.2(E)(Y)	230 В ±10% / 1 / 50 Гц	12,0/6,9	4	1,41	301	3884	FS75	FS75	8,2	6,7	8,0	6,7	8,0	FS125	129
LH53/2DC-2.2(Y)	230 В ±10% / 1 / 50 Гц	11,9/6,9	-	0,86	194	2528	FS55	FS55	5,9	4,8	5,8	4,8	5,8	FS75	114
LH64/2DC-3.2(E)(Y)	230 В ±10% / 1 / 50 Гц	13,5/7,8	4	1,41	301	3884	FS75	FS75	8,2	6,7	8,0	6,7	8,0	FS125	129
LH64/2CC-3.2(E)(Y)	265 .. 290 В Δ / 440 .. 480 В Y / 3 / 50 Гц	14,8/8,5	4	1,41	301	3884	FS75	FS75	8,2	6,7	8,0	6,7	8,0	FS125	128
LH84/2CC-4.2(Y)	220 .. 240 В Δ / 380 .. 420 В Y / 3 / 50 Гц	16,4/9,4		3,08	485	4577	FS125	FS125	13,6	11,1	13,4	11,1	13,4	FS202	134
LH64/4FC-3.2(Y)		15,9/9,2		1,41	301	3884	FS75	FS75	8,2	6,7	8,0	6,7	8,0	FS125	140
LH84/4FC-5.2(Y)		18,7/0,8		3,08	485	4577	FS125	FS125	13,6	11,1	13,4	11,1	13,4	FS202	151
LH64/4EC-4.2(Y)		18,5/10,7		1,41	301	3884	FS75	FS75	8,2	6,7	8,0	6,7	8,0	FS125	142
LH84/4EC-6.2(Y)		22,9/13,2		3,08	485	4577	FS125	FS125	13,6	11,1	13,4	11,1	13,4	FS202	151
LH84/4DC-5.2(Y)		23,4/13,5		3,08	485	4577	FS125	FS125	13,6	11,1	13,4	11,1	13,4	FS202	153
LH104/4DC-7.2(Y)		27,5/15,9		2 × 1,47	2 × 316	7248	FS152H	FS152H	15,7	12,8	15,5	12,8	15,5	FS302H	200
LH84/4CC-6.2(Y)		27,5/15,9		3,08	485	4577	FS125	FS125	13,6	11,1	13,4	11,1	13,4	FS202	177

Таблица 4.9. Размеры

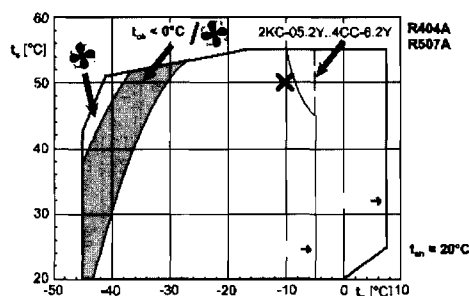
Тип конденсаторной группы	Размеры, мм																Соединения			
	A	A <sub>1</sub>	B	B <sub>1</sub>	C	C <sub>1</sub>	D	E	F	G	H	L	N	R	S	T	Всасывающий трубопровод	Жидкостный трубопровод	Ø мм дюймы	Ø мм дюймы
LH32/2KC-05.2(Y)	650	630	607	645	466	574	102	505	620	406	605	62	440	82	66	133	12	1/2	10	3/8
LH32/2JC-07.2 (Y)	650	630	607	645	466	574	102	505	620	406	605	62	440	82	66	133	12	1/2	10	3/8
LH33/2HC-1.2(Y)	650	630	607	645	466	574	102	505	620	406	605	62	440	82	66	133	16	5/8	10	3/8
LH33/2HC-2.2(Y)	650	630	607	645	466	574	102	505	620	406	605	62	440	82	66	133	16	5/8	10	3/8
LH33/26C-2.2(Y)	650	630	607	645	466	574	102	505	620	406	605	62	440	82	66	133	16	5/8	10	3/8
LH44/2GC-2.2(Y)	650	630	607	645	516	574	102	505	620	456	605	62	490	82	66	133	16	5/8	10	3/8
LH44/2FC-2.2(Y)	650	630	607	645	516	574	102	505	620	456	605	62	490	82	66	133	16	5/8	10	3/8
LH44/2FC-3.2(Y)	650	630	607	645	516	574	102	505	620	456	605	62	490	82	66	133	16	5/8	10	3/8
LH44/2EC-2.2(Y)	650	630	702	740	516	574	121	600	620	456	700	62	490	146	82	174	22	7/8	10	3/8
LH64/2EC-3.2(Y)	1 000	982	672	645	687	915	121	570	970	607	670	72	750	160	99	157	22	7/8	12	1/2
LH53/2DC-2.2(Y)	1 000	982	671	693	536	915	121	570	970	456	670	72	750	160	99	157	22	7/8	10	3/8
LH64/2DC-3.2(Y)	1 000	982	672	693	687	915	121	570	970	607	670	72	750	160	99	157	22	7/8	12	1/2
LH64/2CC-3.2(Y)	1 000	982	672	693	687	915	121	570	970	607	670	72	750	160	99	157	22	7/8	12	1/2
LH84/2CC-4.2(Y)	1 000	982	672	693	837	915	121	570	970	757	670	72	850	160	99	157	22	7/8	12	1/2
LH64/4FC-3.2(Y)	1 000	982	672	693	687	915	125	570	970	607	670	72	750	129	99	157	22	7/8	12	1/2
LH84/4FC-5.2(Y)	1 000	982	672	693	837	915	125	570	970	757	670	72	850	129	99	157	22	7/8	12	1/2
LH64/4EC-4.2(Y)	1 000	982	672	693	687	915	125	570	970	607	670	72	750	129	99	157	28	1 1/8	12	1/2
LH84/4EC-6.2(Y)	1 000	982	672	693	837	915	125	570	970	757	670	72	850	129	99	157	28	1 1/8	12	1/2
LH84/4DC-5.2(Y)	1 000	982	672	693	837	915	125	570	970	757	670	72	850	129	99	157	28	1 1/8	12	1/2
LH84/4CC 6.2(Y)	1 000	982	672	693	837	915	125	570	970	757	670	72	850	129	99	157	28	1 1/8	12	1/2

Рис. 4.23. Таблица параметров для расчета компрессора. Альтернатива хладагенту R 134a. Расчет компрессора: конденсаторные группы

Заданные значения	Границы применения			
Холодопроизводительность	10 кВт			
Серия	стандартная			
Хладагент	R507A			
Исходная температура	точка росы			
Температура кипения	-10°C			
Температура окружающей среды	32°C			
Температура всасываемого газа	20°C			
Электропитание от сети	стандарт 50 Гц			
Полезный перегрев	100%			

Результат				
Тип компрессора	LN64/4FC-3.2Y	LN84/4FC-5.2Y	LN64/4EC-6.2Y	LN84/4EC-6.2Y
Холодопроизводительность, кВт	8,87	9,61	10,32	11,54
Производительность испарителя	8,87	9,61	10,32	11,54
Потребляемая мощность*, кВт	4,37	4,13	5,38	5,29
Ток (400 В), А	7,84	7,97	9,02	9,53
Массовый расход, кг/час	272	280	330	347
Температура конденсации, °C	47,0	43,3	49,8	45,8
Переохлаждение жидкости, °C	3,00	3,00	3,00	3,00
Режим работы	стандарт	стандарт	стандарт	стандарт



\* Производительность компрессора (мощность, потребляемую вентиляторами, см. в технических характеристиках).

#### 4.2.4. Определение параметров трубопроводов для хладагентов по таблицам Брайденбаха

##### 4.2.4.1. Всасывающий трубопровод (см. рис. 4.24)

- Геометрическая длина труб на линии всасывания от узла (1) до всасывающего патрубка холодильного компрессора составляет:  $l_{\text{геом}} = 24,80$  м.
- Геометрическая длина труб на линии всасывания от соединительного патрубка испарителя (1) до узла (1) составляет:  $l_{\text{геом}} = 4,0$  м.
- Геометрическая длина труб на линии всасывания от соединительного патрубка испарителя (2) до узла (1) составляет:  $l_{\text{геом}} = 4,0$  м.
- Проверка температуры конденсации для определения размера трубопровода: поскольку данная холодильная установка покрывает так называемую нормальную область охлаждения, температура конденсации для выбора размеров трубопровода принимается равной:  $t_c = +45^\circ\text{C}$ . Поправочный коэффициент для температуры конденсации  $t_c$ , отличной от базовой температуры  $t_c = +40,6^\circ\text{C}$  согласно таблице (Брайдерт/Шиттенгельм, стр. 82), составляет  $f = 0,97$  для  $t_c = +45^\circ\text{C}$ .

- Всасывающий трубопровод испарителя (1) в сторону узла (1): производительность испарителя, ближайшую к температуре кипения  $t_0 = -8^\circ\text{C}$ , можно также найти в таблице (Брайдерт/Шиттенгельм, стр. 82). Путем интерполяции определяется производительность испарителя для  $t_0 = -8^\circ\text{C}$ ,

$$Q_0 = 5,64 \text{ кВт};$$

$$A1 = +5^\circ\text{C} \quad B1 = 9,90 \text{ кВт};$$

$$X = -8^\circ\text{C} \quad Y = ?$$

$$A2 = -10^\circ\text{C} \quad B2 = 6,15 \text{ кВт};$$

$$(X1 - A1) : (A2 - A1) = (Y - B1) : (B2 - B1).$$

$$Y = \frac{(X - A1) \cdot (B2 - B1)}{A2 - A1} + B1 = \frac{[-8 - (+5)] \cdot (6,5 - 9,9)}{-10 - (+5)} + 9,9 = 6,65.$$

$$Y = 6,65 \text{ кВт}.$$

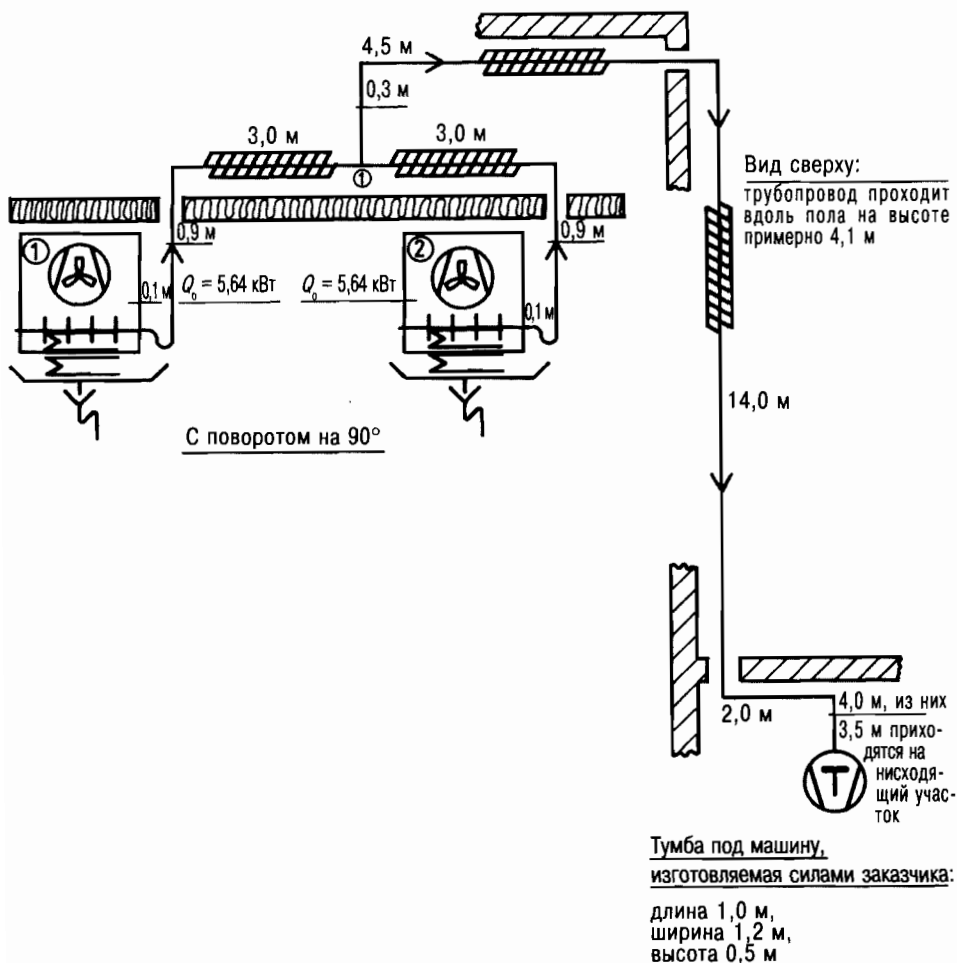


Рис. 4.24. Определение параметров всасывающего трубопровода

Согласно таблице, производительность для температуры кипения  $t_0 = -8^\circ\text{C}$  составляет:  $Q_0 = 6,65$  кВт.

$$Q_{\text{от}} = Q_0 \cdot f = 6,65 \cdot 0,97 = 6,45 \text{ кВт.}$$

$$Q_{\text{от}} = 6,45 \text{ кВт.}$$

$Q_{\text{от}}$  – интерполированная табличная величина производительности;  
 $f$  – поправочный коэффициент для иной температуры конденсации.

Всасывающий трубопровод: Vda 1 к узлу (1):  $d_a = 28 \times 1,5$  мм; при этом одновременно становится известен диаметр фитингов.

Для определения эквивалентной длины фитингов привлекаются соответствующие таблицы.

1. Присоединение всасывающего трубопровода на выходе испарителя:  $d_a = 22$  мм, использование фитинга в качестве ниппеля  $22 \times 28$  мм,  $l_{\text{экв}} = 0,40$  м (допущение!).

2. 2 колена под углом  $90^\circ$ ,  $28$  мм :  $2 \times 0,45$  м  $l_{\text{экв}}$ .

3. 1 колено под углом  $180^\circ$ ,  $28$  мм :  $0,75$  м  $l_{\text{экв}}$ .

Вся эквивалентная длина трубопровода на выходе из испарителя в сторону тройника составляет:  $0,40 + 0,45 + 0,45 + 0,75 + 4,0 = 6,05$  м.

• Расчет фактической разности температур на указанном выше участке трубопровода:

$$\Delta T_c = 1,1 \cdot \frac{6,5}{30,5} \cdot \left( \frac{5,64}{6,45} \right)^{1,8} = 0,17.$$

$$\Delta T_c = 0,17 \text{ К.}$$

• При расчете участка всасывающего трубопровода от испарителя 2 к узлу (1) действуют аналогичным образом.

**Результат:**

Всасывающий трубопровод  $d_a = 28 \times 1,5$  мм;  $\Delta T_c = 0,17$  К.

• Всасывающий трубопровод от узла (1) к всасывающему патрубку холодильного компрессора в машинном зале:

$$Q_{\text{о, общ}} = Q_{\text{о,1}} + Q_{\text{о,2}} = 5,64 + 5,64 = 11,28 \text{ кВт.}$$

Затем остается найти в таблице величину производительности испарителя, близкую к проектной температуре кипения  $t_0 = -8^\circ\text{C}$ .

Путем интерполяции определяется производительность испарителя для  $t_0 = -8^\circ\text{C}$ .

$$A1 = +5^\circ\text{C} \quad B1 = 18,85 \text{ кВт.}$$

$$X = -8^\circ\text{C} \quad Y = ?$$

$$A2 = -10^\circ\text{C} \quad B2 = 11,30 \text{ кВт;}$$

$$(X - A1) : (A2 - A1) = (Y - B1) : (B2 - B1).$$

$$Y = \frac{(X - A1) \cdot (B2 - B1)}{A2 - A1} + B1 = \frac{[-8 - (+5)] \cdot (11,30 - 18,85)}{-10 - (+5)} + 18,85 = 12,31.$$

$$Y = 12,31 \text{ кВт}$$

Согласно таблице, производительность для температуры кипения

$t_0 = -8^\circ\text{C}$  составляет:  $Q_0 = 12,31$  кВт.

$$Q_{\text{от}} = Q_0 \cdot f = 12,31 \text{ кВт} \cdot 0,97.$$

$$Q_{\text{от}} = 11,94 \text{ кВт, где}$$

$Q_{\text{от}}$  – интерполированная табличная величина производительности;

$f$  – поправочный коэффициент для иной температуры конденсации.

Всасывающий трубопровод: от узла (1) к всасывающему патрубку компрессора:  $d_a = 35 \times 1,5$  мм; при этом одновременно становится известен диаметр фитингов.



Для определения эквивалентной длины фитингов ( $l_{\text{экв}}$ ) привлекаются соответствующие таблицы.

$$1. \text{ Тройник } \frac{35}{28-28} : 5,75 \text{ м } l_{\text{экв}}.$$

$$2. \text{ 6 крутоизогнутых отводов } 90^\circ, 35 \text{ мм} : 6 \times 0,60 \text{ м } l_{\text{экв}}.$$

Полная эквивалентная длина тройника до присоединения компрессора на стороне всасывания составляет:  $5,75 + 3,60 + 24,80 = 34,15 \text{ м}$ .

- Расчет фактической разности температур на указанном выше участке трубопровода:

$$\Delta T_e = \Delta T_T \cdot \frac{l_{\text{экв}}}{l_{\text{эск}}} \cdot \left( \frac{Q_o}{Q_o T_c} \right)^{1,8} = 1,11.$$

- Определение полного перепада температур на стороне всасывания:

$$\text{Испаритель 1 к узлу 1: } \Delta T_e = 1,17 \text{ К.}$$

$$\text{Узел 1 к всасывающему патрубку холодильного компрессора: } \Delta T_e = 1,11 \text{ К.}$$

$$\Delta T_{e \text{ общ}} = 1,28 \text{ К.}$$

**Примечание:** Потеря температур будет ниже  $\Delta T = 2 \text{ К}$ , принятой при проектировании конденсаторной группы.

#### 4.2.4.2. Жидкостный трубопровод (см. рис. 4.25)

Проектирование жидкостного трубопровода начинаем с выхода из относящегося сюда коллектора. Холодопроизводительность  $Q_o$  составляет  $10\,000 \text{ Вт}$ ; температура кипения =  $-10^\circ\text{C}$ ; температура окружающего воздуха =  $+32^\circ\text{C}$ ; температура конденсации =  $+45^\circ\text{C}$ ; температура всасываемого газа =  $+20^\circ\text{C}$ ; в качестве хладагента используется R 134a.

- Геометрическая длина трубы  $l_{\text{геом}}$  от коллектора до узла 1 составляет  $24,80 \text{ м}$ .
- Проверка температуры конденсации! Расчетная базовая температура  $t_c$  для установки табличных значений составляет  $40,6^\circ\text{C}$ . Расчет ведется со значением  $t_c = +45^\circ\text{C}$ . Поправочный коэффициент для принятия во внимание этого отклонения берется из таблицы ( $f = 0,97$ , см. выше).
- Ближайшая к проектной холодопроизводительности  $Q_o = 10 \text{ кВт}$  величина определяется по таблице – см. в пятой колонке слева.  $Q_{oT} = 12,60 \text{ кВт}$ .

Табличная величина производительности пересчитывается с помощью данного поправочного коэффициента.

$$Q_{oTe} = Q_{oT} \cdot f = 12,60 \cdot 0,97 = 12,22 \text{ кВт.}$$

Исходя из найденного значения  $Q_{oT} = 12,60 \text{ кВт}$ , пересчитанного на  $Q_{oTe} = 12,22 \text{ кВт}$ , проходим из пятой колонки таблицы вертикально вверх в пятую колонку верхней таблицы и определяем диаметр трубопровода  $d_a = 15 \times 1 \text{ мм}$ . При этом становится известен и диаметр фитингов. Для определения эквивалентной длины труб фитингов ( $l_{\text{экв}}$ ) вновь прибегнем к помощи соответствующих таблиц.

$$1. \text{ 6 крутоизогнутых отводов } 90^\circ: 6 \times 0,25 \text{ мм } l_{\text{экв}}.$$

2. Осушитель хладагента (его расчет будет представлен позднее) типа Alco ADK-Plus 305 S, пайка  $16 \text{ мм}$ :  $l_{\text{экв}} 1,80 \text{ мм}$ .

$$3. \text{ 1 тройник, разделяющий противоток: } l_{\text{экв}} 1,0 \text{ мм.}$$

$$4. \text{ Трубопровод от выхода из коллектора до тройника: } 24,80 \text{ м.}$$

Определение полной эквивалентной длины трубопровода:

$$1,50 + 1,80 + 1,0 + 24,80 = 29,10 \text{ м.}$$

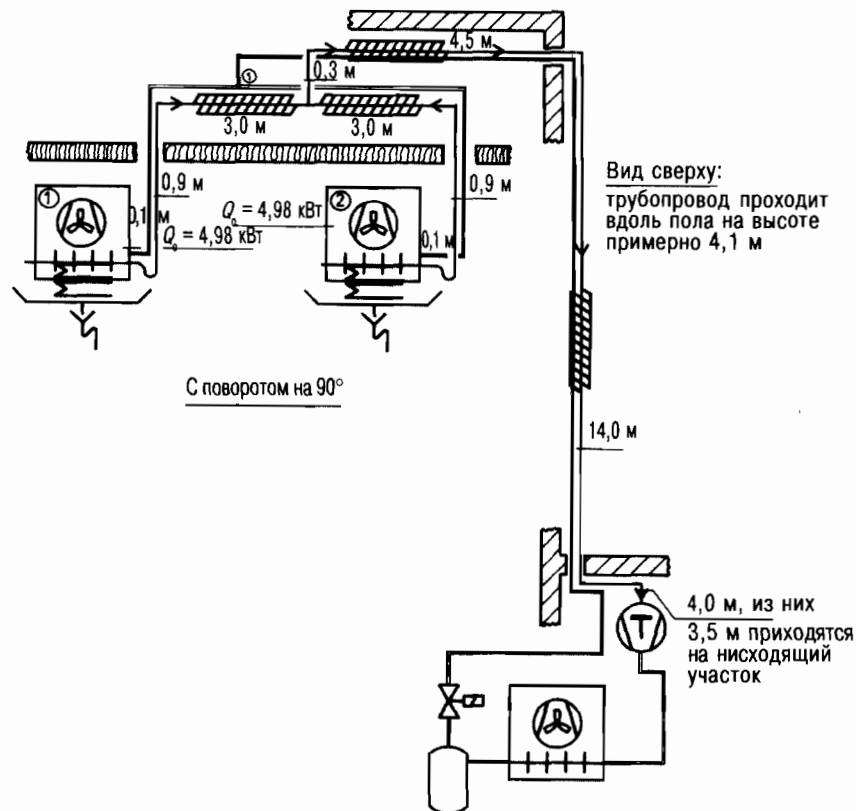


Рис. 4.25. Расчет жидкостного трубопровода

- Расчет фактической разности температур на указанном выше участке трубопровода:

$$\Delta T_c = \frac{0,6 \cdot 29,10}{30,50} \cdot \left( \frac{10}{12,22} \right)^{1,8}$$

$$\Delta T_c = 0,40 \text{ К.}$$

- Жидкостный трубопровод после тройника расходится на два симметричных участка равной длины, причем каждый из них должен рассчитываться в соответствии с заданной холодопроизводительностью. Ближайшая величина  $Q_{от}$  определяется здесь в четвертой колонке слева: 6,55 кВт.

$$Q_{оТе} = Q_{от} \cdot f = 6,55 \cdot 0,97 = 6,35 \text{ кВт, где}$$

$Q_{от}$  – табличное значение холодопроизводительности;

$f$  – поправочный коэффициент на расхождение температур компенсации;

$Q_{оТе}$  – эффективная холодопроизводительность согласно таблице.

Продвигаясь по таблице вертикально вверх, находим диаметр трубопровода  $d_a = 12 \times 1$  мм. При этом опять-таки становится известен диаметр фитингов. Для определения эквивалентной длины трубы фитингов воспользуемся таблицами.

1. 1 отвод под углом  $90^\circ$ :  $l_{эКВ} = 0,20$  м;

2. Длина трубы:  $l_{эКВ} = 4,00$  м;

полная  $l_{эКВ} = 4,20$  м.



(4)  $m_R = Q_o/q_{ON}$  подставляем в (3):

$$\frac{Q_o}{q_{ON}} = \frac{d^2 \cdot \eta \cdot w}{4}; \text{ из данных уравнения имеем:}$$

$$w = \frac{Q_o \cdot 4}{\rho_R \cdot q_{ON} \cdot d^2 \cdot \eta}, \frac{\frac{\text{кДж}}{\text{с}}}{\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \cdot \text{м}^2} = \frac{\text{кДж} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{кг}}{\text{с} \cdot \text{кг} \cdot \text{кДж} \cdot \text{м}^2} = \text{м/с.}$$

$$w = \frac{10 \cdot 4}{10,53 \cdot 135,90 \cdot (0,032)^2 \cdot \eta} = 8,69 \text{ м/с.}$$

При следующих данных:

хладагент R 134a;

$h_3 = h_4 = 261,1$  кДж/кг при  $t_3 = +43^\circ\text{C}$  с переохлаждением 2 К;

$h'_1 = 397$  кДж/кг при перегреве на стороне испарителя из  $\log p, h$ -диаграммы для перегретой области при температуре насыщения:  $t_o = -8^\circ\text{C}$ ;

$q_{ON} = h'_1 - h_4$  в кДж/кг;

$q_{ON} = 397 - 261,1$ ;

$q_{ON} = 135,90$  кДж/кг;

$c_R = 10,53$  кг/м<sup>3</sup> плотность пара при  $-8^\circ\text{C}$ ;

$Q_o = 10$  кДж/с.

Экономичные скорости протекания всасываемого газа приведены в специальной литературе по всасывающим трубопроводам: указывается 8–12 м/с и, соответственно, 6–30 м/с или 7–12 м/с (см. Брайдерт-Шиттенгельм, стр. 67).

#### 4.2.5. Выбор фильтра-осушителя для хладагента

Для R 134a и  $Q_o = 10$  кВт выбирается следующий фильтр-осушитель: ADK-Plus 305 S, пайка 16 мм (см. табл. 4.11, 4.12).

Проходная мощность: 48,4 кВт при потере давления 0,07 бар (скорректированная производительность  $Q_N = Q_o \cdot K_1 = 10 \cdot 1,15 = 11,5$  кВт).

Водопоглощающая способность: (см. табл. 4.13).

Присоединение трубопровода: пайка 16 мм.

#### 4.2.6. Проектирование электромагнитного клапана, монтируемого в жидкостном трубопроводе

Для выполнения расчета вновь обратимся к каталогу изготовителя (табл. 4.14, 4.15) с необходимыми техническими параметрами. Приведенные в каталоге номинальные величины производительности относятся к температуре кипения  $t_o = +4^\circ\text{C}$ , температуре конденсации  $t_c = +38^\circ\text{C}$  и падению давления в вентиле 0,15 бар.

Номинальные производительности подлежат пересчету с помощью уравнения:

$Q_N = Q_o \cdot K_{tFI} \cdot K_{\Delta pFI}$  на соответствующие условия установки, где

$Q_o$  – требуемая холодопроизводительность;

$K_{tFI}$  – поправочный коэффициент для разных рабочих температур;

$K_{\Delta pFI}$  – поправочный коэффициент на изменение производительности, обусловленное разными перепадами давления в вентиле.

Из табл. 4.15 (использование жидкости) при:

$t_o = -8^\circ\text{C}$  и  $t_c = +43^\circ\text{C}$ ;  $= 1,13$  и  $K_{\Delta pFI} = 0,87$  с выбранным  $\Delta p = 0,20$  бар определяется:

$$Q_N = 10 \cdot 1,13 \cdot 0,87 = 9,83 \text{ кВт.}$$

**Таблица 4.11.** Фильтр-осушитель серии ADK-PLUS для жидких хладагентов, в закрытом исполнении, с износостойким, высокоактивным фильтровальным блоком высокой поглощающей способности в отношении воды и кислот

Тип ADK	№ заказа	Проходная мощность, кВт, при падении давления 0,14 бар				Проходная мощность, кВт, при падении давления 0,07 бар				
		R 22	R 134a	R 404a/R 507	R 410A	R 22	R 134a	R 404a/R 507	R 410A	
032	003 595	10,6	9,7	6,9	10,1	10,5	7,3	4,8	7,0	7,2
036MMS	003 597	12,0	11,0	7,8	11,4	11,8	8,0	7,3	5,2	7,9
032S	003 596	12,9	11,8	8,4	12,3	12,7	8,8	8,1	5,7	8,4
052	003 598	11,0	10,1	7,2	10,5	10,9	7,6	6,9	4,9	7,2
056MMS	003 600	15,0	13,7	9,8	14,3	14,8	10,0	9,2	6,5	9,5
052S	003 599	17,1	15,6	11,1	16,3	16,9	10,8	9,9	7,0	10,3
053	003 601	21,3	19,5	13,9	20,3	21,0	14,2	13,0	9,2	13,5
0510MMS	003 603	24,1	22,1	15,7	23,0	23,8	16,4	15,0	10,7	15,6
053S	003 602	24,1	22,1	15,7	23,0	23,8	16,4	15,0	10,7	15,6
082	003 604	11,3	10,4	7,4	10,8	11,2	7,8	7,1	5,1	7,4
086MMS	003 606	16,0	14,7	10,4	15,3	15,8	10,7	9,8	7,0	10,2
082S	003 605	17,3	15,9	11,3	16,5	17,1	11,9	10,9	7,8	11,4
083	003 607	23,9	21,9	15,6	22,8	23,6	16,4	15,0	10,7	15,6
0810MMS	003 609	24,1	22,1	15,7	23,0	23,8	16,4	15,0	10,7	15,6
083S	003 608	24,1	22,1	15,7	23,0	23,8	16,4	15,0	10,7	15,7
084	003610	39,1	36,8	25,5	37,3	38,6	25,7	23,5	16,7	24,5
0812MMS	003 612	39,5	36,2	25,8	37,7	39,0	26,3	24,1	17,2	25,1
084S	003 611	40,4	37,0	26,3	38,5	39,8	26,8	24,5	17,5	25,6
162	003 613	11,5	10,5	7,5	10,9	11,3	8,0	7,3	5,2	7,6
163	003 614	24,1	22,1	15,7	23,0	23,8	16,8	15,4	10,9	16,0

**Таблица 4.11.** Фильтр-осушитель серии ADK-PLUS для жидких хладагентов, в закрытом исполнении, с износостойким, высокоактивным фильтровальным блоком высокой поглощающей способности в отношении воды и кислот (окончание)

Тип ADK	№ заказа	Проходная мощность, кВт, при падении давления 0,14 бар			Проходная мощность, кВт, при падении давления 0,07 бар						
		R 22	R 134a	R 404a/R 507	R 407 C	R 410A	R 22	R 134a	R 404a/R 507	R 407 C	R 410A
1610MMS	003 616	26,8	24,5	17,5	25,6	26,5	18,7	17,1	12,2	17,8	18,5
163S	003 615	26,8	24,5	17,5	25,6	26,5	18,7	17,2	12,2	17,9	18,5
164	003 617	47,1	43,2	30,7	45,0	46,5	31,3	28,7	20,4	29,9	30,9
1612MMS	003 619	48,5	44,4	31,6	46,3	47,9	32,3	29,6	21,1	30,8	31,9
164S	003 618	49,9	45,7	32,6	47,6	49,3	36,0	33,0	23,5	34,3	25,5
165	003 620	66,5	60,9	43,4	63,5	65,7	44,8	41,1	29,2	42,8	44,3
165S	003 621	74,4	66,3	47,2	69,1	71,5	49,7	45,6	32,4	47,4	49,1
303	003 622	25,4	23,2	16,5	24,2	25,0	17,7	15,2	11,5	16,9	17,5
304	003 623	47,1	43,2	30,7	45,0	46,5	31,3	28,7	20,4	29,9	30,9
3012MMS	003 625	49,4	45,3	32,2	47,1	48,8	32,9	30,2	21,5	31,4	32,5
304S	003 624	51,6	47,2	33,6	49,2	50,9	36,0	33,0	23,5	34,4	35,6
305	003 626	72,1	66,0	47,0	68,7	71,1	52,6	48,2	34,3	50,2	52,0
305S	003 627	72,9	66,8	47,6	69,6	72,0	52,8	48,4	34,4	50,4	52,1
307S	003 628	104,6	95,8	68,2	99,8	103,2	663	60,7	43,2	63,2	65,4

Таблица 4.12. Поправочные коэффициенты для фильтров-осушителей жидкости серий ADK, FDB, FDS и ADKS

Фильтры-осушители для рабочих условий, отличных от диапазона  $-15^{\circ}\text{C}/+30^{\circ}\text{C}$ :  
 $Q_n = Q_o \cdot K_i$ ,  
 где  $Q_n$  – номинальная производительность;  
 $Q_o$  – требуемая холодопроизводительность;  
 $K_i$  – поправочный коэффициент для температур кипения жидкости.

Хладагент	Температура жидкости, $^{\circ}\text{C}$	Поправочный коэффициент, $K_i$														
		Температура кипения, $^{\circ}\text{C}$														
		+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	
R 134a	+60	1,29	1,32	1,35	1,39	1,42	1,46	1,5	1,55	1,59	1,65	1,70				
	+55	1,2	1,22	1,25	1,28	1,31	1,34	1,38	1,41	1,45	1,50	1,54				
	+50	1,11	1,14	1,16	1,19	1,21	1,24	1,27	1,30	1,34	1,38	1,42				
	+45	1,04	1,06	1,09	1,11	1,13	1,16	1,18	1,21	1,24	1,27	1,31				
	+40	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,11	1,13	1,16	1,19	1,22				
	+35	0,93	0,94	0,96	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,11	1,14				
	+30	0,88	0,9	0,93	0,93	0,94	0,96	0,98	1,00	1,02	1,04	1,07				
	+25	0,84	0,85	0,86	0,88	0,89	0,91	0,93	0,95	0,96	0,98	1,01				
	+20		0,81	0,82	0,84	0,85	0,87	0,88	0,9	0,92	0,93	0,95				
	+15			0,79	0,8	0,81	0,83	0,84	0,85	0,87	0,89	0,90				
	+10				0,76	0,78	0,79	0,8	0,82	0,83	0,84	0,86				
	+5					0,74	0,76	0,77	0,78	0,79	0,81	0,82				
	0						0,73	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79				
	-5							0,71	0,72	0,73	0,74	0,75				
-10								0,69	0,7	0,71	0,72					
R 404A	+60	1,77	1,83	1,9	1,97	2,06	2,16	2,27	2,39	2,54	2,70	2,89	3,12	3,39	3,70	
	+55	1,48	1,52	1,56	1,62	1,67	1,74	1,81	1,90	1,99	2,09	2,21	2,34	2,50	2,67	
	+50	1,28	1,31	1,34	1,38	1,43	1,47	1,53	1,59	1,65	1,73	1,81	1,9	2,00	2,11	
	+45	1,13	1,16	1,18	1,21	1,25	1,29	1,33	1,38	1,43	1,48	1,54	1,61	1,68	1,76	
	+40	1,02	1,04	1,06	1,09	1,12	1,15	1,18	1,22	1,26	1,3	1,35	1,40	1,46	1,52	
	+35	0,93	0,95	0,97	0,99	1,01	1,04	1,07	1,10	1,13	1,17	1,20	1,25	1,29	1,34	
	+30	0,86	0,87	0,89	0,91	0,93	0,95	0,97	1,00	1,03	1,06	1,09	1,12	1,16	1,20	
	+25	0,8	0,81	0,83	0,84	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	0,97	1,00	1,03	1,06	1,09	
	+20		0,76	0,77	0,79	0,8	0,82	0,84	0,85	0,87	0,9	0,92	0,95	0,97	1,00	
	+15			0,72	0,74	0,75	0,77	0,78	0,8	0,82	0,84	0,86	0,88	0,90	0,93	
	+10				0,69	0,71	0,72	0,73	0,75	0,77	0,78	0,8	0,82	0,84	0,86	
	+5					0,67	0,68	0,69	0,71	0,72	0,74	0,75	0,77	0,79	0,81	
	0						0,65	0,66	0,67	0,68	0,7	0,71	0,73	0,74	0,76	

Таблица 4.12. Поправочные коэффициенты для фильтров-осушителей жидкости серий ADK, FDB, FDS и ADKS (окончание)

Хладагент	Температура жидкости, °С	Поправочный коэффициент, $K_f$ Температура кипения, °С														
		+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	
R 404A	-5								0,63	0,64	0,65	0,66	0,67	0,69	0,70	0,72
	-10								0,61	0,62	0,63	0,64	0,65	0,67	0,68	
	-15								0,59	0,60	0,61	0,62	0,64	0,65		
	-20								0,56	0,57	0,58	0,59	0,61			
	+60	1,68	1,73	1,78	1,84	1,91	1,99	2,07	2,17	2,27	2,39	2,53	2,69	2,87	3,08	
+55	1,43	1,46	1,5	1,54	1,59	1,65	1,71	1,77	1,85	1,93	2,02	2,12	2,24	2,36		
+50	1,25	1,28	1,31	1,34	1,38	1,42	1,47	1,52	1,57	1,63	1,70	1,77	1,85	1,94		
+45	1,12	1,14	1,17	1,20	1,23	1,26	1,30	1,34	1,38	1,42	1,48	1,53	1,59	1,66		
+40	1,02	1,04	1,06	1,08	1,11	1,13	1,16	1,20	1,23	1,27	1,31	1,36	1,40	1,46		
+35	0,94	0,95	0,97	0,99	1,01	1,04	1,06	1,09	1,12	1,15	1,18	1,22	1,26	1,30		
+30	0,87	0,88	0,9	0,92	0,94	0,96	0,98	1,00	1,02	1,05	1,08	1,11	1,14	1,18		
+25	0,81	0,83	0,84	0,85	0,87	0,89	0,91	0,93	0,95	0,97	1,00	1,02	1,05	1,08		
R 507	+20		0,77	0,79	0,80	0,81	0,83	0,85	0,86	0,88	0,90	0,92	0,95	0,97	1,00	
	+15			0,74	0,75	0,77	0,78	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86	0,88	0,91	0,93	
	+10				0,71	0,72	0,74	0,75	0,76	0,78	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	
	+5					0,68	0,70	0,71	0,72	0,73	0,75	0,76	0,78	0,80	0,81	
	0						0,66	0,67	0,68	0,70	0,71	0,72	0,74	0,75	0,77	
-5								0,64	0,65	0,66	0,67	0,68	0,70	0,71	0,73	
-10									0,62	0,63	0,64	0,65	0,66	0,68	0,69	
-15										0,60	0,61	0,62	0,63	0,64	0,65	
-20											0,58	0,59	0,60	0,61	0,62	
R 407C	+60	1,40	1,42	1,45	1,49	1,52	1,56	1,61	1,65	1,70	1,76	1,82				
	+55	1,27	1,29	1,32	1,35	1,38	1,41	1,44	1,48	1,52	1,57	1,61				
	+50	1,17	1,19	1,21	1,23	1,26	1,28	1,31	1,35	1,38	1,42	1,46				
	+45	1,08	1,10	1,12	1,14	1,16	1,18	1,21	1,24	1,26	1,30	1,33				
	+40	1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14	1,17	1,20	1,22				
	+35	0,95	0,00	0,98	0,99	1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,11	1,14				
	+30	0,89	0,91	0,92	0,93	0,95	0,96	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06				
	+25	0,85	0,86	0,87	0,88	0,90	0,91	0,93	0,94	0,96	0,98	1,00				
	+20		0,81	0,82	0,84	0,85	0,86	0,88	0,89	0,91	0,92	0,94				
	+15			0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,85	0,86	0,88	0,89				
	+10				0,76	0,77	0,78	0,79	0,81	0,82	0,83	0,85				



Таблица 4.12. Поправочные коэффициенты для фильтров-осушителей жидкости серий ADK, FDB, FDS и ADKS (окончание)

Хладагент	Температура жидкости, °C	Поправочный коэффициент, $K_f$													
		Температура кипения, °C													
		+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45
R 407C	+5					0,74	0,75	0,76	0,77	0,78	0,79	0,81			
	0					0,82	0,73	0,74	0,75	0,76	0,77				
	-5						0,70	0,71	0,72	0,73	0,74				
	-10								0,68	0,69	0,7	0,71			

Таблица 4.13. Поглощение воды и кислот

Типоразмер	Поглощение воды в граммах								Поглощение кислот в граммах
	Температура жидкости								
	24°C				54°C				
	R134a	R 22	R 404A/R 507	R 407 C	R134a	R 22	R 404A/R 507	R 407 C	
ADK03	4,9	4,5	4,9	3,47	4,4	4,0	4,6	2,9	0,8
ADK05	11,8	10,8	11,8	8,2	10,6	9,6	10,9	7,0	2,3
ADK08	17,9	16,4	18,0	12,4	16,2	14,6	16,6	10,7	3,3
ADK16	23,0	21,0	23,1	16,0	20,8	18,8	21,3	13,8	4,5
ADK30	51,8	48,6	53,5	36,9	47,4	43,3	49,3	31,8	11,3
ADK41	81,7	76,6	84,3	58,2	74,8	68,3	77,8	50,2	16,8
ADK75	143,5	134,5	148,1	102,1	131,4	148,1	136,6	88,1	29,9

Выбирается двухлинейный электромагнитный вентиль с сервоуправлением типа 200RB4TA с номинальной производительностью 15,5 кВт. Этот параметр выше требуемого, следовательно, фактическая разность давлений будет меньше.

$$\text{Расчет: } \Delta_{PB} = \Delta_{PN} \cdot \left( \frac{Q_N}{Q_{NK}} \right)^2, \text{ бар.}$$

$$\Delta_{PB} = 0,20 \cdot \left( \frac{9,83}{15,5} \right)^2 = 0,080 \text{ бар.}$$

$\Delta_{PB}$  – разность давлений при рабочих условиях;

$\Delta_{PN}$  – выбрано по табл. 4.15;

$Q_N$  – номинальная производительность, вычисленная;

$Q_{NK}$  – номинальная производительность согласно каталогу.

Эта вычисленная фактическая разность давлений превышает необходимый для открытия вентиля минимальный перепад давления, равный 0,05 бар.

Таблица 4.14



Тип	Заказ №	Соединение труб	Номинальная производительность, $Q_p$ , кВт				Показатель $K_p$ , м <sup>3</sup> /час бар
			Жидкость R 404A	Нагретый газ R 404A	Всасываемый газ R 404A	Показатель $\Delta P_{min}$	
		Пайка/ODF Разваль-цовка	SAE дюймы	мм дюймы	R 134a R 22 R 507 R 407C	R 134a R 22 R 507 R 407C	R 134a R 22 R 507 R 407C
200 RB	T2 801 217 6						
	T2 801 210	1/4					
110 RB 2	T3 801 209	10 3/8	3,5	3,8 2,5 3,6	1,6 2,0 1,7 2,1		0,2 0
	F2 801 213	6 1/4					
	F3 801 212	10 3/8					
200 RB 3	T3 801 239	10 3/8	6,6	7,1 4,6 6,8	3,7 3,2 3,9		0,4
	F3 801 240	10 1/4					
	T3 801 176	10					
	T3 801 190	3/8					
200 RB 4	T4 801 178	12	15,5	16,8 10,9 16,1	7,1 8,8 7,5 9,2		0,9
	T4 801 179	1/2					
	F3 801 177	10 3/8					0,05
	T4 801 182	12					
	T4 801 183	1/2					
200 RB 6	T5 801 186	16 5/8	27,3	29,5 18,9 28,0	12,5 15,4 13,1 16,1		1,6
	F4 801 187	12 1/2					
	F5 801 189	16 5/8					
240 RA 8	T5 801 160	5/8	36,3	39,3 25,2 37,3	16,7 20,5 17,4 21,4 4,2 5,6 4,6 5,2		2,3
	T7 801 143	22 7/8					

Таблица 4.14 (окончание)

Тип	Заказ №	Соединение труб	Номинальная производительность, $Q_n$ , кВт				Показатель $k_p$ , м <sup>3</sup> /час бар
			Нагретый газ R 404A	Всасываемый газ R 404A	Нагретый газ R 404A	Всасываемый газ R 404A	
		Пайка/ODF Разваль- цовка	Жидкость R 404A				
		мм дюймы мм дюймы	R 134a R 22 R 507 R 407C	R 134a R 22 R 507 R 407C	R 134a R 22 R 507 R 407C	R 134a R 22 R 507 R 407C	
T5	801 161	16 5/8					
240 RA 9	T7 801 162	22 7/8	76,2	82,5	52,9	78,4	31,5
	T9 801 142	1 1/8					
240 RA 12	T7 801 163	22 7/8	85,7	92,8	59,5	88,1	39,4
	T9 801 144	1 1/8					
240 RA 18	T9 801 164	1 1/8	139,1	150,5	96,5	142,9	64,0
	T11 801 166	35 1 3/8					
	T11M 801 172	35 1 3/8					
240 RA 20	T3M 801 224	42	202,6	219,3	140,7	208,3	93,2
	T3M 801 173	1 5/8					
	T11M 801 174	54 2 1/8					

Таблица 4.15. Применение жидкости – поправочные коэффициенты

Темпе- ратура жидкос- ти перед клапаном, °С	Поправочный коэффициент, $K_t$ Температура кипения, °С												Темпе- ратура жидкос- ти перед клапаном, °С			
	R 134a						R 134a									
	+ 10	0	-10	-20	-30	-40	+ 10	0	-10	-20	-30	-40				
+60	1,33	1,40	1,48	1,56	1,67	1,79	1,26	1,30	1,38	1,38	1,44	1,50	+60			
+55	1,23	1,29	1,36	1,43	1,52	1,62	1,19	1,22	1,29	1,29	1,34	1,39	+55			
+50	1,15	1,20	1,26	1,32	1,39	1,48	1,12	1,15	1,21	1,22	1,26	1,30	+50			
+45	1,08	1,12	1,17	1,22	1,29	1,37	1,06	1,08	1,15	1,15	1,18	1,23	+45			
+40	1,01	1,05	1,10	1,14	1,20	1,27	1,01	1,03	1,09	1,09	1,12	1,16	+40			
+35	0,96	0,99	1,03	1,07	1,12	1,18	0,96	0,98	1,03	1,03	1,06	1,10	+35			
+30	0,91	0,94	0,98	1,01	1,06	1,11	0,92	0,94	0,99	0,98	1,01	1,04	+30			
+25	0,86	0,89	0,92	0,95	1,00	1,04	0,88	0,89	0,94	0,94	0,96	0,99	+25			
+20	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,98	0,84	0,86	0,90	0,90	0,92	0,95	+20			
+15	0,78	0,81	0,84	0,86	0,89	0,93	0,81	0,82	0,87	0,86	0,88	0,91	+15			
+10	0,75	0,77	0,80	0,82	0,85	0,89	0,78	0,79	0,83	0,83	0,85	0,87	+10			
+5		0,74	0,76	0,78	0,81	0,84		0,76	0,80	0,79	0,83	0,83	+5			
0		0,71	0,73	0,75	0,78	0,81		0,73	0,77	0,77	0,78	0,80	0			
-5			0,70	0,72	0,74	0,77			0,74	0,74	0,75	0,77	-5			
-10			0,68	0,69	0,71	0,74			0,72	0,71	0,73	0,74	-10			
Поправочный коэффициент, $K_{\Delta P}$																
$\Delta P$ , бар	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	$\Delta P$ , бар
$K_{\Delta P}$	1,73	1,22	1,00	0,87	0,77	0,71	0,65	0,61	0,58	0,55	0,52	0,50	0,48	0,46	0,45	$K_{\Delta P}$

#### 4.2.6.1. Расчет величины пропускной способности

Контрольный расчет при определении параметров электромагнитного клапана на основе определения величины  $k_v$  и вытекающего отсюда перепада давлений. Для жидкого хладагента имеем:

$$k_v = \frac{m_R}{\sqrt{\rho_R \cdot \Delta P} \cdot 10^3}, \text{ м}^3/\text{час, где}$$

$$m_R = Q_o/q_{ON}, \text{ то есть:}$$

$$k_v = \frac{Q_o \cdot 3600}{q_{ON} \cdot \sqrt{\rho_R \cdot \Delta P} \cdot 10^3}.$$

Поскольку сюда входит  $Q_o$  в кДж/с, учитываем в числителе 3 600 с/час. Тогда:

$$k_v = \frac{10 \cdot 3600}{135,90 \cdot \sqrt{1,135 \cdot 0,2} \cdot 10^3} = 0,556 \text{ м}^3/\text{час}.$$

при:

$$Q_o = 10 \text{ кДж/с} \cdot 3600 \text{ с};$$

$$q_{ON} = h'_1 - h_4 = 135,90 \text{ кДж/кг};$$

$\rho_R = 1,135 \text{ кг/л}$ , плотность жидкости при  $t_3 = +43^\circ\text{C}$  из таблицы свойств пара; выбирается  $\Delta P = 0,2 \text{ бар}$ .

Соотношение значений  $k_v$  обратно пропорционально корню квадратному из величин разности давлений, а именно:

$$\frac{k_{v1}}{k_{v2}} = \sqrt{\frac{\Delta_{p2}}{\Delta_{p1}}}, \text{ следовательно:}$$

$$\Delta_{p2} = \Delta_{p1} \cdot \left( \frac{k_{v1}}{k_{v2}} \right)^2, \text{ бар}$$

при:

$$\begin{aligned} \Delta_{p1} &= 0,2 \text{ бар (выбрано);} \\ k_{v1} &= 0,556 \text{ м}^3/\text{час (вычислено);} \\ k_{v2} &= 0,9 \text{ м}^3/\text{час (по каталогу).} \end{aligned}$$

$$\Delta_{p2} = 0,2 \cdot \left( \frac{0,556}{0,9} \right)^2 = 0,0763 \text{ бар.}$$

$\Delta_{p2} = 0,076$  бар подтверждает правильность расчета!

#### 4.2.6.2. Общая разность температур в жидкостном трубопроводе

Расчет общей разности температур в жидкостном трубопроводе:

$$t_c = +45^\circ\text{C при } p_c = 11,592 \text{ бар;}$$

$$t_c = +44^\circ\text{C при } p = 11,294 \text{ бар.}$$

$$\Delta T = 1 \text{ К; } \Delta p = 0,298 \text{ бар} \Rightarrow \Delta p = \mathbf{0,298 \text{ бар/К}}$$

Компоновка отдельных участков:

$$\Delta_{p1} = 0,07 \text{ бар — частичная разность давлений фильтра-осушителя;}$$

$$\Delta_{p2} = 0,08 \text{ бар — частичная разность давлений электромагнитного клапана;}$$

$\Delta_{p3} = 0,389$  бар — частичная разность давлений восходящей части жидкостного трубопровода от коллектора вверх к потолку машинного зала  $\Delta P = h \cdot \rho \cdot g$ , причем:

$$h = 3,5 \text{ м;}$$

$$g = 9,81 \text{ м.}$$

$$\rho_R = 1,135 \text{ кг/дм}^3 \text{ при:}$$

$$t_3 = +43^\circ\text{C; } 10^3 \text{ для пересчета единиц на кг/м}^3.$$

$$\Delta p = \mathbf{38\,970 \text{ Па.}}$$

$$\Delta p = \mathbf{0,3897 \text{ бар.}}$$

$\Delta_{p4} = 0,0843$  бар — частичная разность давлений на прямом участке трубопровода до тройника (расчет см. ниже!).

$$\Delta_{p\text{общ}} = \Delta_{p1} + \Delta_{p2} + \Delta_{p3} + \Delta_{p4}.$$

$$\Delta_{p\text{общ}} = 0,07 + 0,08 + 0,389 + 0,0843 = 0,623 \text{ бар.}$$

$$\Delta_{p\text{общ}} = \mathbf{0,623 \text{ бар.}}$$

Определение скорости течения и перепада давления в жидкостном трубопроводе на участке от коллектора до тройника:

$$\text{Скорость течения } w = \frac{Q_0 \cdot 4}{\rho_R \cdot g_{ON} \cdot d^2 \cdot \pi},$$

$$w = \frac{10 \cdot 4}{1,135 \cdot 1000 \cdot 135,90 \cdot (0,013)^2 \cdot \pi} = 0,49 \text{ м/с.}$$

Экономичные скорости в жидкостных трубопроводах приводятся в специальной литературе: 0,3–1 м/с и 0,4–0,8 м/с (см. Брайдерта/Шиттенгельма, стр. 67).

$$\Delta p = \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho_R \cdot w^2}{d_i \cdot 2} \text{ в } \frac{\text{м} \cdot \text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{м} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с}} = \text{Н/м}^2 = \text{Па},$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения трубы, без единицы измерения;

$l$  – эквивалентная длина, м;

$\rho_R$  – плотность жидкого хладагента R 134a, кг/дм<sup>3</sup>;

$w$  – скорость течения, м/с;

$d_i$  – внутренний диаметр трубы, м.

Коэффициент трения трубы  $\lambda$  как не имеющий единицы измерения показатель является функцией значения числа Рейнольдса  $Re = \frac{w \cdot d}{\nu}$ ;  $\lambda = f(w, d, \nu)$ ; в практике холодильной техники  $\lambda$  принимается равной величине 0,03 для медной трубы по ДИН 8905.

$$\Delta p = \frac{0,03 \cdot 26,8 \cdot 1,135 \cdot 1000 \cdot (0,49)^2}{0,013 \cdot 2}, \text{ Па.}$$

$$\Delta p = 8,427 \text{ Па.}$$

$$\Delta p = 0,0843 \text{ бар.}$$

Таким образом, общая разность температур в жидкостном трубопроводе составит:

$$\Delta T = \frac{0,623 \text{ бар}}{0,298 \text{ бар/К}} = 2,09 \text{ К.}$$

Этот результат означает, что переохлаждение должно быть 2 К.

Переохлаждения 2 К можно ожидать в конденсаторном агрегате с воздушным охлаждением в указанном исполнении, так что это вычисленное значение представляется вполне достаточным – дополнительного переохлаждения не требуется.

#### 4.2.7. Расчет терморегулирующих вентилей

В свете требований стандарта VDMA (Объединение немецких машиностроительных предприятий) 24243, чч. 1–5, в отношении «герметизации холодильных установок» речь может идти только о типах вентилей, подлежащих впаике.

Выбор размеров можно осуществить на основе технической документации изготовителя. В табл. 4.16 представлены терморегулирующие вентили серии Т. Величину требуемой холодопроизводительности  $Q_o$  следует умножить на поправочные коэффициенты  $K_t$  – для соответствующих рабочих температур и  $K_{\Delta p}$  – для обеспечиваемого данным вентилем перепада давления.

В результате получим необходимую номинальную производительность  $Q_N$ , для которой выбирается вентиль из соответствующей таблицы.

**Исходные данные:**

$$Q_o = 5,6 \text{ кВт на каждый испаритель};$$

$$t_o = -8^\circ\text{C};$$

$$t_c = +45^\circ\text{C};$$

$$t_s = +43^\circ\text{C};$$

хладагент: R 134a

$$Q_N = Q_o \cdot K_{tF1} \cdot K_{\Delta pF1}; K_{tF1} = 1,13, \text{ определяемый методом интерполяции.}$$

Для вычисления  $K_{\Delta p}$  необходима общая разность давлений над вентилем.

$$(p_c - p_o) = \Delta p_1 + \Delta p_{\text{трубопровода}} + \Delta p_{\text{осушителя}} + \Delta p_{\text{э/магнитного клапана}} + \Delta p_{\text{восходящего участка}} \text{ бар.}$$

$$\Delta p_1 = p_c - (p_o + \Delta p_{\text{трубопровода}} + \Delta p_{\text{осушителя}} + \Delta p_{\text{э/магнитного клапана}} + \Delta p_{\text{восходящего участка трубы}}).$$

$$\Delta p_1 = 11,592 - (2,171 + 0,0843 + 0,07 + 0,389).$$

$$\Delta p_1 = 11,592 - 3,553 = 8,039 \text{ бар.}$$

$$\Delta p_1 = 8,04 \text{ бар.}$$

Таким же методом выбирается поправочный коэффициент  $K_{\Delta p_{\text{PF}}} = 0,88$ .

$$Q_N = 5,6 \cdot 1,13 \cdot 0,88 = 5,57 \text{ кВт.}$$

Учитывая, что для испарителей SGBE81 характерно распределение жидкости через распределитель CAL (поэтому в последующих расчетах  $\Delta p$  распределителя можно оставить без внимания!), нам требуется терморегулирующий вентиль с внешней компенсацией давления.

Вентили серии T, как правило, располагают внешним присоединением уравнительного трубопровода.

Итак, выбирается два вентиля типа TCLE150MW 10 × 16 (см. расшифровку обозначения типа в табл. 4.16).

Расчет фактической разности давлений над вентилем:

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \cdot (Q_N / Q_{\text{НК}})^2, \text{ бар, где: } \Delta p_1 \text{ из предыдущего расчета}$$

$$\Delta p_2 = 8,04 \cdot (5,57 / 6,1)^2 = 6,70 \text{ бар} \quad Q_N - \text{из вычисления с:}$$

$$\Delta p_2 = 6,70 \text{ бар} \quad Q_N = Q_o \cdot K_1 \cdot K_{\Delta p};$$

$Q_{\text{НК}}$  – номинальная производительность по каталогу.

Расчет минимального давления конденсации, при котором обеспечивается работа терморегулирующего вентиля:

$$p_{\text{С мин}} = \Delta p_2 + p_o + \Delta p_{\text{трубопровода}} + \Delta p_{\text{осушителя}} + \Delta p_{\text{э/магнитного клапана}} + \Delta p_{\text{восходящего участка}} \text{ бар}$$

$$p_{\text{С мин}} = 6,70 + 2,171 + 0,0843 + 0,07 + 0,08 + 0,389$$

$p_{\text{С мин}} = 9,49 \text{ бар} \approx t_{\text{С мин}} = +37,5^\circ\text{C}$  согласно таблице свойств пара, область влажного пара R 134а.

Таблица 4.16. Характеристики терморегулирующих вентилялей

ТРВ, модельный ряд		Т							
Диапазон температур кипения $-45/+30, ^\circ\text{C}$									
		R 134 A		R 22		R 404 A / R 507		R 407 C	
Типо-размер	Тип	Номинальная производительность, кВт	Тип	Номинальная производительность, кВт	Тип	Номинальная производительность, кВт	Тип	Номинальная производительность, кВт	Вставка клапана
	25 MW	1,5	50 HW	1,9	25 SW	1,3	50 NW	2,1	X 22440-B1B
	75 MW	2,9	100 HW	3,7	75 SW	2,6	100 NW	4,0	X 22440-B2B
	150 MW	6,1	200 HW	7,9	150 SW	5,6	200 NW	8,5	X 22440-B3B
	200 MW	9,3	250 HW	11,9	200 SW	8,4	300 NW	12,9	X 22440-B3, 5B
TCLE	250 MW	13,5	300 HW	17,3	250 SW	12,2	400 NW	18,7	X 22440-B4B
	350 MW	17,3	500 HW	22,2	400 SW	15,7	550 NW	24,0	X 22440-B5B
	550 MW	23,6	750 HW	30,4	600 SW	21,5	750 NW	32,9	X 22440-B6B
	750 MW	32,0	1000 HW	41,1	850 SW	29,0	1000 NW	44,4	X 22440-B7B
	900 MW	37,2	1200 HW	47,8	1000 SW	33,8	1150 NW	51,7	X 22440-B8B

Код обозначения типа клапана:

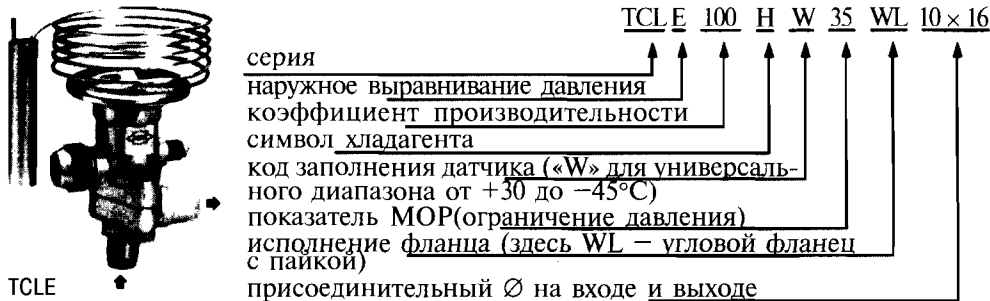


Таблица 4.17. Использование жидкости – поправочные коэффициенты

Температура жидкости перед клапаном, °C	R 404a															Температура жидкости перед клапаном, °C	
	+30	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40		-45
+60	1,56	1,59	1,64	1,69	1,74	1,81	1,88	1,96	2,06	2,43	2,95	3,56	4,37	5,38	6,71	8,47	+60
+55	1,32	1,35	1,38	1,42	1,46	1,50	1,55	1,61	1,68	1,96	2,36	2,83	3,43	4,16	5,12	6,34	+55
+50	1,32	1,18	1,20	1,26	1,26	1,30	1,34	1,38	1,43	1,67	1,99	2,37	2,85	3,43	4,18	5,14	+50
+45	1,04	1,05	1,07	1,10	1,12	1,15	1,18	1,22	1,26	1,46	1,74	2,05	2,46	2,95	3,57	4,35	+45
+40	0,94	0,96	0,97	0,99	1,02	1,04	1,07	1,09	1,13	1,30	1,55	1,82	2,17	2,59	3,13	3,80	+40
+35	0,87	0,88	0,90	0,91	0,93	0,95	0,97	1,00	1,02	1,18	1,40	1,64	1,96	2,33	2,80	3,38	+35
+30	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	1,08	1,28	1,50	1,78	2,11	2,53	3,05	+30
+25		0,76	0,77	0,79	0,80	0,82	0,83	0,85	0,87	1,00	1,18	1,39	1,64	1,94	2,32	2,79	+25
+20			0,73	0,74	0,75	0,77	0,78	0,80	0,81	0,94	1,10	1,29	1,52	1,80	2,15	2,58	+20
+15				0,70	0,71	0,72	0,73	0,75	0,76	0,88	1,03	1,21	1,42	1,68	2,00	2,40	+15
+10					0,67	0,68	0,69	0,71	0,72	0,83	0,97	1,13	1,34	1,58	1,88	2,25	+10
+5						0,65	0,66	0,67	0,68	0,78	0,92	1,07	1,26	1,49	1,77	2,11	+5
0							0,63	0,64	0,65	0,75	0,88	1,02	1,20	1,41	1,67	2,00	0
-5								0,61	0,62	0,71	0,83	0,97	1,14	1,34	1,59	1,90	-5
-10									0,60	0,68	0,80	0,93	1,09	1,28	1,52	1,81	-10
Поправочный коэффициент, $K_{\Delta P}$																	
$\Delta P$ , бар	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0	9,0	$\Delta P$ , бар
$K_{\Delta P}$	4,55	3,21	2,62	2,27	2,03	1,86	1,72	1,61	1,52	1,44	1,37	1,31	1,26	1,21	1,14	1,07	$K_{\Delta P}$
$\Delta P$ , бар	10,1	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0	22,0	23,0	24,0	25,0	$\Delta P$ , бар
$K_{\Delta P}$	1,02	0,97	0,93	0,89	0,86	0,83	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72	0,70	0,69	0,67	0,66	0,64	$K_{\Delta P}$



Таблица 4.17. Использование жидкости – поправочные коэффициенты (продолжение)

Температура жидкости перед клапаном, °C	R 407C												Температура жидкости перед клапаном, °C				
	Поправочный коэффициент, $K_i$ Температура кипения, °C																
	+30	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25					
+55	1,20	1,21	1,23	1,26	1,28	1,31	1,34	1,37	1,40	1,63	1,98	2,42	+55				
+50	1,10	1,11	1,13	1,15	1,17	1,19	1,22	1,24	1,27	1,48	1,79	2,18	+50				
+45	1,02	1,03	1,05	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14	1,17	1,35	1,64	2,00	+45				
+40	0,95	0,96	0,98	0,99	1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,25	1,52	1,84	+40				
+35	0,89	0,90	0,92	0,93	0,94	0,96	0,98	0,99	1,01	1,17	1,41	1,71	+35				
+30	0,85	0,85	0,87	0,88	0,89	0,90	0,92	0,93	0,95	1,10	1,32	1,60	+30				
+25		0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,87	0,88	0,90	1,03	1,25	1,51	+25				
+20			0,78	0,79	0,80	0,81	0,82	0,84	0,85	0,98	1,18	1,43	+20				
+15				0,75	0,76	0,77	0,78	0,80	0,81	0,93	1,12	1,35	+15				
+10					0,73	0,74	0,75	0,76	0,77	0,89	1,07	1,29	+10				
+5						0,71	0,72	0,73	0,74	0,85	1,02	1,23	+5				
0							0,69	0,70	0,71	0,81	0,98	1,18	0				
-5								0,67	0,68	0,78	0,94	1,13	-5				
-10									0,65	0,75	0,90	1,08	-10				
Поправочный коэффициент, $K_{\Delta P}$																	
$\Delta P$ , бар	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0	9,0	$\Delta P$ , бар
$K_{\Delta P}$	4,78	3,33	2,72	2,36	2,11	1,92	1,78	1,67	1,57	1,49	1,42	1,36	1,31	1,26	1,18	1,11	$K_{\Delta P}$
$\Delta P$ , бар	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0	22,0	23,0	24,0	25,0	$\Delta P$ , бар
$K_{\Delta P}$	1,05	1,01	0,96	0,92	0,89	0,86	0,83	0,81	0,79	0,76	0,75	0,73	0,71	0,70	0,68	0,67	$K_{\Delta P}$
Температура жидкости перед клапаном, °C	R 134a															Температура жидкости перед клапаном, °C	
	Поправочный коэффициент, $K_i$ Температура кипения, °C																
	+30	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	
+60	1,22	1,25	1,27	1,30	1,33	1,36	1,40	1,44	1,48	1,75	2,08	2,46	2,94	3,50	4,12	4,83	+60
+55	1,14	1,16	1,18	1,21	1,23	1,26	1,29	1,33	1,36	1,60	1,90	2,25	2,68	3,18	3,74	4,36	+55
+50	1,07	1,08	1,10	1,13	1,15	1,17	1,20	1,23	1,26	1,48	1,76	2,07	2,46	2,92	3,42	3,98	+50
+45	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,10	1,12	1,15	1,17	1,38	1,63	1,92	2,28	2,70	3,15	3,65	+45
+40	0,93	0,96	0,98	0,99	1,01	1,03	1,05	1,08	1,10	1,29	1,52	1,79	2,12	2,50	2,92	3,38	+40
+35	0,90	0,91	0,92	0,94	0,96	0,97	0,99	1,01	1,03	1,21	1,43	1,68	1,99	2,34	2,73	3,15	+35
+30	0,85	0,86	0,88	0,89	0,91	0,92	0,94	0,96	0,98	1,14	1,35	1,58	1,87	2,20	2,55	2,95	+30

Таблица 4.17. Использование жидкости – поправочные коэффициенты (продолжение)

Температура жидкости перед клапаном, °С	R 134a															Температура жидкости перед клапаном, °С	
	+30	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40		-45
+25	0,82	0,83	0,85	0,86	0,87	0,89	0,91	0,92	1,08	1,27	1,49	1,76	2,07	2,40	2,77	+25	
+20	0,80	0,81	0,82	0,83	0,85	0,89	0,88	1,02	1,21	1,41	1,67	1,96	2,27	2,61	+20		
+15	0,77	0,78	0,79	0,81	0,82	0,84	0,97	1,15	1,34	1,58	1,85	2,15	2,47	+15			
+10	0,75	0,76	0,77	0,78	0,80	0,93	1,09	1,25	1,51	1,76	2,04	2,35	+10				
+5	0,73	0,74	0,75	0,76	0,89	1,04	1,22	1,44	1,68	1,94	2,23	+5					
0	0,71	0,72	0,73	0,85	1,00	1,17	1,37	1,61	1,86	2,13	0						
-5	0,69	0,70	0,82	0,96	1,12	1,31	1,54	1,78	2,04	-5							
-10	0,68	0,79	0,92	1,07	1,26	1,48	1,70	1,95	-10								
Поправочный коэффициент, $K_{\Delta P}$																	
$\Delta P$ , бар	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	$\Delta P$ , бар
$K_{\Delta P}$	3,50	2,48	2,02	1,75	1,57	1,43	1,32	1,24	1,17	1,11	1,06	1,01	0,97	0,94	0,90	0,88	$K_{\Delta P}$
$\Delta P$ , бар	8,5	9,0	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	$\Delta P$ , бар
$K_{\Delta P}$	0,85	0,83	0,80	0,78	0,76	0,75	0,73	0,72	0,69	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,57	0,55	$K_{\Delta P}$

Температура жидкости перед клапаном, °С	R 507															Температура жидкости перед клапаном, °С	
	+30	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40		-45
+60	1,54	1,57	1,61	1,65	1,71	1,76	1,83	1,90	1,98	2,36	2,84	3,44	4,23	5,25	6,61	8,45	+60
+55	1,30	1,33	1,36	1,39	1,43	1,47	1,52	1,57	1,62	1,92	2,29	2,75	3,35	4,11	5,11	6,44	+55
+50	1,15	1,17	1,19	1,22	1,24	1,28	1,31	1,35	1,40	1,64	1,95	2,33	2,81	3,43	4,23	5,29	+50
+45	1,03	1,05	1,07	1,09	1,11	1,14	1,17	1,20	1,23	1,45	1,71	2,04	2,45	2,97	3,64	4,53	+45
+40	0,94	0,90	0,97	0,99	1,01	1,03	1,06	1,08	1,11	1,30	1,53	1,82	2,18	2,63	3,22	3,98	+40
+35	0,87	0,88	0,9	0,91	0,93	0,95	0,97	0,99	1,01	1,18	1,39	1,65	1,97	2,37	2,89	3,56	+35
+30	0,81	0,82	0,83	0,85	0,86	0,88	0,89	0,91	0,93	1,09	1,28	1,51	1,80	2,17	2,63	3,23	+30
+25	0,77	0,78	0,79	0,80	0,82	0,83	0,85	0,87	1,01	1,18	1,40	1,66	1,99	2,42	2,97	+25	
+20	0,73	0,74	0,75	0,77	0,78	0,79	0,81	0,94	1,10	1,30	1,54	1,85	2,24	2,74	+20		
+15	0,70	0,71	0,72	0,73	0,75	0,76	0,88	1,03	1,21	1,44	1,73	2,09	2,55	+15			
+10	0,67	0,68	0,69	0,70	0,72	0,83	0,97	1,14	1,35	1,62	1,95	2,38	+10				
+5	0,64	0,65	0,67	0,68	0,78	0,92	1,07	1,27	1,52	1,83	2,23	+5					
0	0,62	0,63	0,64	0,74	0,87	1,02	1,20	1,43	1,73	2,10	0						

Таблица 4.17. Использование жидкости – поправочные коэффициенты (окончание)

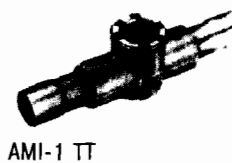
Темпе- ратура жидкос- ти перед клапаном, °С	R 507																Темпе- ратура жидкос- ти перед клапаном, °С
	Поправочный коэффициент, $K_f$ Температура кипения, °С																
	+30	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	
-5								0,60	0,61	0,70	0,82	0,96	1,14	1,35	1,63	1,98	-5
-10								0,58	0,67	0,78	0,91	1,08	1,28	1,54	1,87	-10	
Поправочный коэффициент, $K_{\Delta P}$																	
$\Delta P$ , бар	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0	9,0	$\Delta P$ , бар
$K_{\Delta P}$	4,63	3,27	2,67	2,31	2,07	1,89	1,75	1,64	1,54	1,46	1,40	1,34	1,28	1,24	1,16	1,09	$K_{\Delta P}$
$\Delta P$ , бар	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0	22,0	23,0	24,0	25,0	$\Delta P$ , бар
$K_{\Delta P}$	1,03	0,99	0,94	0,91	0,87	0,85	0,82	0,79	0,77	0,75	0,73	0,71	0,70	0,68	0,67	0,65	$K_{\Delta P}$

#### 4.2.8. Выбор смотрового стекла с индикатором влажности

Из табл. 4.18 определяем:

тип АМІ-1 ТТ5, соединение трубопровода – пайка 16 мм

Таблица 4.18. Смотровые стекла с индикатором влажности серии АМІ-1



Тип	Присоединение трубопровода		Способ присоединения
	мм	дюймов	
АМІ-1 ТТ2	6	1/4	
ТТ3	10	3/8	внутренняя пайка ×
ТТ4	12	1/2	внутренняя пайка
→ ТТ5	16	5/8	(с впаиваемыми концами
ТТ7	22	7/8	медной трубы)
ТТ9	28	1 1/8	

#### 4.2.9. Диаграмма определения толщины изоляционного покрытия Armaflex для всасывающего трубопровода

Исходные данные:

внутренняя температура:  $-10^{\circ}\text{C}$  (достоверное допущение);

наружная температура (температура окружающего воздуха):  $+30^{\circ}\text{C}$  (достоверное допущение);

$\varphi_a$ : 0,60 (относительная влажность окружающего воздуха).

Рукав Armaflex типа Н с толщиной стенки 13 мм выбирается для всасывающего трубопровода (см. здесь также указания изготовителя по пользованию диаграммой выбора – рис. 4.26).

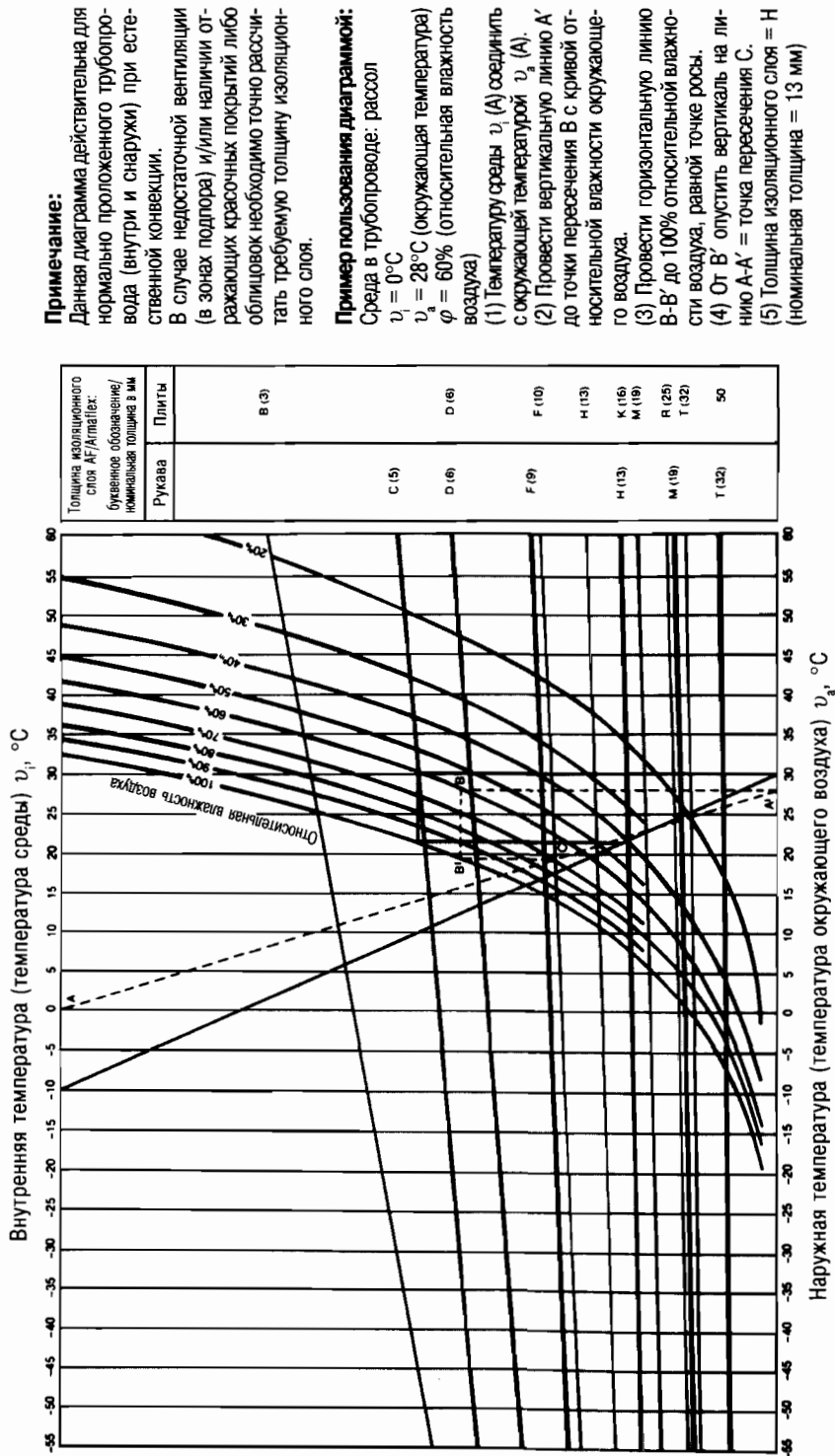


Рис. 4.26. Диаграмма определения толщины изоляционного слоя AF/Armaflex, исключаящего скопление талой воды в холодильной технике и технике кондиционирования воздуха

Компоновка частичных длин рукава Armaflex H для целей калькуляции:  
 стандартная длина – 2 метра  
 требуемая длина – 8 метров H 28; 26 метров H 35.

#### 4.2.10. Вычисление объема заправки хладагента для холодильной установки

Емкость трубы испарителя Küba SGBE 81:  $8,9 \text{ дм}^3 \times 2 \text{ шт.} = 17,8 \text{ дм}^3$ .

Максимальная вместимость бака конденсаторного агрегата с воздушным охлаждением фирмы Bitzer LH84/4CC-6.2Y при работе с хладагентом R 134a достигает 13,6 кг при температуре жидкости  $+50^\circ\text{C}$  и заполнении на 95%.

24,8 м – жидкостный трубопровод  $15 \times 1 \text{ мм}$  : 0,15 л/метр трубопровода.

8 м – жидкостный трубопровод  $12 \times 1$  : 0,08 л/метр трубопровода.

**Расчет:**

$$m_{v \text{ da}} = \frac{V_{v \text{ da}} \cdot \rho_o}{3}, \text{ кг при } \rho_R = 1,321 \text{ кг/дм}^3 \text{ и}$$

$$t_o = -8^\circ\text{C}.$$

$$m_{v \text{ da}} = \frac{17,8 \cdot 1,321}{3} = 7,84 \text{ кг.}$$

$$m_{\text{бака}} = \frac{11,98 \cdot 1,135}{3} = 4,53 \text{ кг; } \rho_R = 1,135 \text{ кг/дм}^3 \text{ и}$$

$$t_c = +43^\circ\text{C (вычисленн.). } V = 11,98 \text{ дм}^3.$$

$$0,15 \text{ л/м} \cdot 24,8 \text{ м} = 3,72 \text{ литра.}$$

$$0,08 \text{ л/м} \cdot 8 \text{ м} = 0,64 \text{ литра.}$$

$$\underline{4,36 \text{ литра.}}$$

$$V = 4,36 \text{ дм}^3.$$

$$\rho = 1,135 \text{ кг/м}^3 (t_3 = +43^\circ\text{C}).$$

$$m = V \cdot \rho, \text{ кг; } V, \text{ м}^3.$$

$$m = 0,0044 \text{ м}^3 \cdot 1,135 \text{ кг/м}^3.$$

$$m = 0,0044 \text{ м}^3 \cdot 1,135 \text{ кг/м}^3 = 2,95 \text{ кг.}$$

$$m = 4,95 \text{ кг} \approx 5 \text{ кг.}$$

$$m_{\text{общ}} = 8 + 4,5 + 5 = 17,5 \text{ кг.}$$

В калькуляции учитываются 18 кг R 134a!

**Примечание:**

Можно предложить также конденсаторный агрегат LH84/4CC-6.2Y с более объемным коллектором типа FS 202 ( $V = 20 \text{ дм}^3$ ) вместо типа FS 125.

С учетом вычисленных 18 кг заправляемого хладагента конденсаторный агрегат оснащается резервуаром большего размера.

#### 4.2.11. Предохранительный клапан

В качестве предохранительного клапана находит применение зависящий от противодавления переливной клапан фирмы Hansa типа USV, 30 бар.

Объем поставки включает в себя следующее:

- клапан USV, 30 бар, № 2446300050. Присоединение А с переходником № 366005-02 фирмы Bitzer;

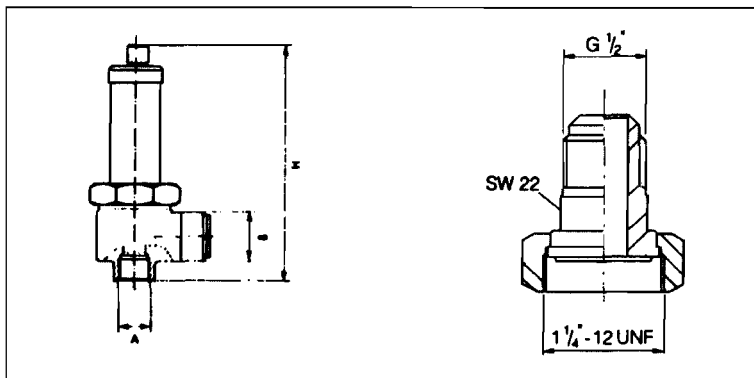


Рис. 4.28.



Рис. 4.27.

- присоединение В с переходником для пайки типа LA, 22 мм × 1 1/4" UNF фирмы Hansa;
- 2 м продувочного трубопровода, 22 × 1 мм, медь, от присоединения В к всасывающему трубопроводу холодильной установки; тройник 35-22-35 мм, 2 отвода под углом 90°, 22 мм;
- 2 м изоляции Armaflex H22.

#### 4.2.12. Время, необходимое для монтажа

	Часы
Конденсаторный агрегат 186 кг, коллектор FS202	3,5
Смотровое стекло	0,5
Осушитель	0,5
Испарители, каждый по 45,7 кг (нетто); крепежная высота 3,4 м; из расчета по 6 часов на каждый аппарат × 1,2 = 7,2 часа/аппарат	14,4
20,8 м – медная труба 35 × 1,5 мм; высота 4,10 м, из них 4,8 м на потолке и 16 м на стене	13,2
2 × 4 м – от потолка до испарителя медная труба 28 × 1,5 мм	6
20,8 м – медная труба 16 × 1 мм; высота 4,10 м, из них 4,8 м на потолке и 16 м на стене	13,2
2 × 4 м – медная труба 12 × 1 мм	3
В машинном зале 4 м, из них 3,5 м – нисходящий участок на стене к всасывающему патрубку компрессора, 35 × 1,5 мм	2
В машинном зале 4 м, из них 3,5 м – восходящий участок на стене от выхода из коллектора 15 × 1 мм	2
В машинном зале 2 м – от выхода клапана USV к всасывающему трубопроводу на стене	1,5
Электромагнитный клапан	0,5
Теплоизоляция рукавом Armaflex размером Н для всасывающего трубопровода:	
24,8 м Н35, сторона всасывания	3
8,0 м Н28, сторона всасывания	1
2,0 м Н22, продувочный трубопровод USV	0,5
Монтаж пресостата высокого давления Danfoss KP5 для управления вентилятором конденсатора, с консолью	0,75

	Часы
Монтаж термостата ограничения нагрева испарителя 2 фирмы Danfoss типа KP 71, с датчиком типа E2 diam. 95 × 115 мм, адсорбционный наполнитель	1
* Монтаж регулировочного датчика 1; 5-жильный провод для термодатчика на корпусе в испарителе 1 с расположением согласно фирменной табличке Küba для регуляторов охлаждаемых объектов Kübatron QKL 2B	1
Монтаж регулировочного датчика 2; 3-жильный провод для датчика температуры окружающего воздуха на испарителе 2, со специальным держателем Küba для Kübatron QKL 2B (испаритель 2 есть так называемый «затяжной» воздухоохладитель, оснащаемый исключительно предохранительным термостатом, см. выше)	0,75
Проверка на герметичность; откачка и заправка; настройка всех управляющих, регулирующих и предохранительных элементов; монтаж и ввод в эксплуатацию распределительного электрошкафа	10
<b>Σ 78,3 часа</b>	

Монтаж ведется силами двух специалистов – из расчета по 40 рабочих часов на человека.

**Примечание:** Поскольку электронный регулятор охлаждаемого объекта Kübatron QKL 2B используется с двумя регулировочными датчиками, необходимо прокладывать экранированный кабель. В этом случае потребуется 2 кабеля от электрошкафа к розетке Гензеля на испарителе 1.

Кабель: соединяемый лапками, типа Olflex-Classic-110CY 4 × 0,75 мм<sup>2</sup>.

#### 4.2.13. Калькуляция холодильной установки

Для калькуляции с учетом представленного в предыдущих разделах расчета холодильной установки применяется известный постатейный метод. В первую очередь, принятые конструкционные элементы установки сводятся в одну общую количественную спецификацию. Здесь также рекомендуется известный системный подход. Сначала указываются испарители (с учетом надбавки на дороговизну меди), затем перечисляются клапаны, вентили, переключающие устройства и проч., а также медные трубы и теплоизоляция. В заключение приводится конденсаторный агрегат с воздушным охлаждением, хладагент, распределительный шкаф и, наконец, разные мелкие детали (см. табл. 4.19).

Таблица 4.19

Базовый прейскурант – скидка 35%	Штук/м/кг	€	€
	Общая цена	Цена нетто	Цена за шт.
2 испарителя SGBE81 фирмы Küba	1 539,00	3 078,00	2 000,70
2 терморегулирующих вентиля Alco TCLE 150 MW	150,90	318,80	207,72
1 электромагнитный клапан Alco 200 RB4T4	72,20	72,20	46,93
1 осушитель Alco ADK-Plus 305 S	29,70	29,70	19,31
1 смотровое стекло Alco AMI-1TT5	31,80	31,80	20,67
1 термостат ограничения нагрева Danfoss KP5	42,80	42,80	27,82
1 крепежная консоль – уголок	3,00	3,00	1,93
25 метров медной трубы 35 × 1,5 м	20,86	521,50	338,98
8 метров медной трубы 28 × 1,5 м	16,10	128,80	83,72

Таблица 4.19 (окончание)

Базовый прейскурант – скидка 35%	Штук/м/кг Цена за шт.	€ Общая цена	€ Цена нетто
25 метров медной трубы 15 × 1,0 м	6,25	156,25	101,56
8 метров медной трубы 10 × 1,0 м	4,25	34,00	22,10
2 метра медной трубы 22 × 1,0 м	8,87	17,74	11,53
26 метров рукава Armaflex H35	7,26	188,76	122,69
8 метров рукава Armaflex H28	6,00	48,00	31,20
2 метра рукава Armaflex H22	5,54	11,08	7,20
1 рулон самоклеящейся ленты Armaflex	29,28	29,28	19,03
1 0,2-литровая банка кистевого клея Armaflex 520	6,95	6,95	4,52
8 несущих опор для труб Armaflex PH-H-35	5,99	47,29	31,15
4 несущие опоры для труб Armaflex PH-H-28	5,56	22,24	14,46
4 крутоизогнутых отвода 90° 28 мм	2,15	8,60	5,59
2 крутоизогнутых отвода 180° 28 мм	22,55	45,10	29,32
2 ниппеля 22–28 мм	2,07	4,14	2,69
6 крутоизогнутых отводов 90° 35 мм	7,52	45,12	29,33
Тройник 28–35–28 мм	27,18	27,18	17,67
6 крутоизогнутых отводов 90° 15 мм	0,49	2,94	1,91
2 колена 90° 12 мм	0,51	1,02	0,66
Тройник 12–15–12 мм	5,70	5,70	3,71
2 колена 90° 22 мм (USV)	1,07	2,14	1,39
Тройник 22–35–22 мм (USV)	16,54	16,54	10,75
1 конденсаторный агрегат Bitzer LH84/4CC-6.2Y	4 013,00	4 013,00	2 608,45
– нагрев маслосборника	49,00	49,00	31,85
– заливка смазочного масла на основе сложных эфиров	41,00	41,00	26,65
– снижение нагрузки при запуске (с сенсором сжатого газа и обратным клапаном)	584,00	584,00	379,60
– крупногабаритный коллектор типа FS 202	123,00	123,00	79,65
– монтаж Danfoss KP17W	246,00	246,00	159,90
1 электрошкаф в настенном исполнении с розеткой для освещения, включая встроенный в дверь электронный регу- лятор объекта охлаждения Kübatron OKL28 фирмы Schick			1 585,00
1 перепускной клапан USV фирмы Hansa, 30 бар	159,58	159,58	103,73
1 переходник фирмы Bitzer G 1/2" / 1 1/4" – 12UNF	28,0	28,0	18,20
1 переходник для пайки фирмы Hansa LA 22 мм × 1 1/4"	8,18	8,18	5,32
1 виброплощадка GD для конденсаторных групп до 350 кг	4,55	4,55	2,96
18 кг хладагента R 134a	37,60	676,80	439,92
Мелкие детали: – резьбовые стержни из нейлона и оцинкованные, кузовные шайбы, гайки, перекидные гайки с буртиком 6 мм, коробка строительной пены, 0,5 метра медной трубы 6 мм, винты, скобы, дюбеля, направляющие, кислород, азот, ацетилен			320,00
			<b>9 001,74</b>



Для исчисления цены привлекают каталог спроса на холодильные установки и соответствующие прейскуранты, причем на все изделия предоставляется скидка на стандартном уровне порядка 35 %. На полученную таким образом чистую сумму, содержащую заводскую стоимость материалов, делается реальная «наценка» до 40 %, а именно с учетом следующего правила:

Цена брутто на материалы – скидка = цена нетто (поставка франко-местонахождение)

Цена нетто на материалы  $\times 1,4$  = брутто-цена Предложения без доли з/платы.

Нетто-цена материалов  $\times$  калькуляционная надбавка = брутто-цена материалов.

$$9\,001,74 \times 1,4 = 12\,602,44.$$

$$\text{Чистое монтажное время} = 12\,603,00 \text{ €}.$$

$$\text{Чистое время монтажа на месте: } 80 \text{ часов}.$$

$$\text{Заработная плата: } 41 \text{ €/час}.$$

Возмещение расходов, связанных с выполнением обязанностей за пределами постоянного места работы: 0,85 €/час.

Транспортные расходы: 0,46 €/км (при удаленности от заказчика 15 км, однократной поездке, с расположением на окраине города).

$$\text{Основное рабочее время: } 37 \text{ часов в неделю}.$$

$$2 \text{ человека по } 37 \text{ часов} = 74 \text{ часа}.$$

На дорогу к месту работы ежедневно по 30 минут туда и по 30 минут обратно = 1 час.

Время проезда, приравняемое к рабочему времени: 1 час  $\times$  2 человека  $\times$  5 дней = 10 часов.

$$10 \text{ часов} \times 1,25 \text{ (коэффициент надбавки за сверхурочную работу)}.$$

$$\text{Следующая неделя: в понедельник } 30 \text{ мин туда, } 30 \text{ мин обратно}.$$

Оставшиеся 6 часов – ввод в эксплуатацию.

**Калькуляция:**

$$80 \text{ часов} \times 41 \text{ €/час} = \text{€ } 3\,280,00$$

$$10 \text{ часов} \times 51,25 \text{ €/час} = \text{€ } 512,50$$

$$1 \text{ час} \times 41 \text{ €/час} = \text{€ } 41,00$$

$$84 \text{ часа} \times 0,85 \text{ €/час} = \text{€ } 74,00$$

---


$$\text{€ } 3\,904,90$$

$$= \text{€ } 3\,905,00$$

Расходы на грузовой автотранспорт:

$$180 \text{ км} \times 0,46 \text{ €/км} = \text{€ } 82,80$$

$$= \text{€ } 83,00$$

Затраты на техническое обслуживание, обычные услуги и фрахт, учитываемые в каждом проекте: 8%

от чистой стоимости материалов: € 721,00

$$\text{Итого: } \text{€ } 12\,603,00$$

$$+ \text{€ } 3\,905,00$$

$$+ \text{€ } 721,00$$

$$+ \text{€ } 83,00$$

---


$$= \text{€ } 17\,312,00$$

#### 4.2.14. Предложение

Фирма Шульце,  
комбинат по переработке мяса  
Рудольф-Дизель-штр., 12а  
56070 Кобленц

Строительный объект: комбинат по переработке мяса фирмы Шульце.  
Тема: Расширение производственных мощностей.

##### *Предложение на холодильную установку*

Уважаемые дамы и господа,  
благодарим за Ваш запрос от 05.02.2002 и направляем Вам изложенное далее Предложение.

Наше Предложение включает в себя, в частности, холодильную установку для камеры охлаждения мяса со следующими размерами:

длина: 9,0 м	площадь помещения: 72,0 м <sup>2</sup> ;
ширина: 8,0 м	объем помещения: 244,8 м <sup>3</sup> ;
высота: 3,4 м;	
требуемая температура в камере: $t_R = 0^\circ\text{C}$ ;	
суточный грузооборот: 10 900 кг мяса;	
начальная температура продукта: $t_E = +10^\circ\text{C}$ .	

##### *Объем поставки*

##### **Поз. 1**

2 воздухоохладителя высокой производительности типа SGBE 81 фирмы Küba.

##### *Описание:*

Корпус из прокованного под молотом алюминия (Stucco-Dessin), покрыт белым лаком печной сушки, оснащен воздухонаправляющим кольцом, с выравнивающим устройством для воздушного потока — из сополимеров акрилонитрила, бутадиена и стирола, черного цвета, размер отверстий 8 мм согласно ДИН 31001, выполняет, кроме прочего, функцию защитной решетки. Боковые элементы и расположенный снаружи каплесборник изготовлены съемными. Вентиляторы соответствуют нормам VDE (Союз германских электротехников) и снабжены фирменной табличкой с паспортными данными. Область применения рассчитана на температуру помещения от  $-35^\circ\text{C}$  до  $25^\circ\text{C}$ ; двигатели оснащены встроенным выключателем защиты обмотки от перегрева; род защиты IP44. Подача воздуха через воздухоохладитель с всасыванием, с вентиляцией двигателя посредством выпрямителя.

##### **Технические характеристики:**

Холодопроизводительность	5,64 Вт
Температура кипения	$t_o = -8^\circ\text{C}$
Разность температур $\Delta T_1$	10 К
Площадь охлаждения	34,2 м <sup>2</sup>
Расстояние между пластинами	7,0 мм
Объемный расход воздуха	2900 м <sup>3</sup> /час
Дальность обдува	20 м
Присоединения	
— вход (многократный впрыск через распределитель Küba-CAL)	10 мм
— выход	22 мм
Число вентиляторов	1 штука
Род тока	230–400 В — 3,50 Гц

Номинальная производительность вентилятора	300 Вт
Число оборотов	1400 в минуту
Электрический нагрев при оттаивании	2,53 кВт, 1 контур нагрева

**Размеры:**

– высота	700 мм
– ширина	427 мм
– длина	880 мм
– масса	49,5 кг

**Поз. 2**

1 конденсаторный агрегат с воздушным охлаждением

Изготовитель	фирма Bitzer
Тип	LN84/4CC-6.2Y
Хладагент	R134a
Холодопроизводительность	10 кВт
Температура окружающего воздуха	$t_{amb} = +32^{\circ}\text{C}$
Температура испарения	$t_o = -10^{\circ}\text{C}$

**Описание:**

Охладитель всасываемого газа, компрессор с 4-цилиндрами и двигателем серии Ostagon, типа 4 CC-6.2Y, смонтирован на виброгасящем основании, заправлен маслом на основе сложных эфиров, снабжен вмонтированной системой нагрева маслосборника.

В компрессоре предусмотрены: снятие нагрузки при пуске, сенсор сжатого газа, обратный клапан и пресостат двойного действия (высокого/низкого давления).

Для приема всего объема загрузки установки конденсаторный агрегат имеет коллектор достаточных размеров – типа FS 202.

**Технические характеристики:**

Двигатель компрессора	5,5 кВт; 400 В/3/50 Гц
Макс. рабочий ток	27,5 А
Макс. потребляемая мощность	9,0 кВт
Двигатель вентилятора конденсатора	0,485 кВт, 230 В/1/50 Гц
Потребляемый ток	3,08 А
Коллектор	22,1 кг макс. заправка хладагента R 134a
Объемный расход воздуха	4577 м <sup>3</sup> /час

**Размеры:**

Ширина	1000 мм
Длина	670 мм
Высота	837 мм
Присоединения	всасывающий трубопровод: 28 мм жидкостный трубопровод: 12 мм
Вес	177 кг

Конденсаторный агрегат устанавливается на выполняемом силами заказчика бетонном основании с виброплощадкой.

**Поз. 3**

Поставка и монтаж компонентов холодильного цикла:

- 2 шт. терморегулирующие вентили типа TCLE 150 MW фирмы Alco;
- 1 шт. электромагнитный клапан типа 200R4T4 фирмы Alco;
- 1 шт. осушитель хладагента типа ADK-Plus 305 S фирмы Alco;
- 1 шт. смотровое стекло с индикатором влажности типа Ami 1-TT5 фирмы Alco;
- 1 шт. термостат ограничения нагрева типа KP71 фирмы Danfoss;

1 шт. прессостат высокого давления типа KP5 фирмы Danfoss;  
1 шт. перепускной предохранительный клапан типа USV, 30 бар, фирмы Hansa.

**Поз. 4**

Электрошкаф фирмы Schick

1 распределительный шкаф в настенном исполнении (изготовитель Rittal), из листовой стали, с освещением и розеткой. Снабжен командоконтроллером, предохранителями цепи управления, главными (магистральными) предохранителями и всеми необходимыми для работы холодильной установки контакторами, контроллерами для управления электродвигателем, световыми сигнализаторами: зеленая лампа показывает «рабочий режим», желтая – «оттаивание», красная – «неисправность».

Электронный регулятор Kubatron QKL2B с самооптимизацией, с серийно встроенными функциями: регулировка температуры камеры, оттаивание по мере необходимости, программа открытого тепла, предварительный запуск вентилятора и прекращение процесса оттаивания. Удобный в обслуживании регулятор смонтирован в дверцу шкафа.

Аварийный выключатель в соответствии с § 17, абз. 4 BGB B4, фирмы Klöckner-Möller, типа EK01C, поставляется в отдельной упаковке для монтажа силами заказчика.

**Поз. 5**

Трубопроводы хладагента:

– 25 погонных метров медных труб для всасывающего трубопровода, размерами 35 × 1,5 мм: поставка и прокладка, включая соединительный и крепежный материал, а также изоляцию Armaflex H35,

– 8 погонных метров медных труб для всасывающего трубопровода, размерами 28 × 1,5 мм: поставка и прокладка, включая соединительный и крепежный материал, а также изоляцию Armaflex H28,

– 25 погонных метров медных труб для жидкостного трубопровода размерами 15 × 1 мм – поставка и прокладка,

– 8 погонных метров медных труб для жидкостного трубопровода размерами 12 × 1 мм – поставка и прокладка,

– 2 погонных метра медной трубы для продувного (выпускного) трубопровода от предохранительного клапана USV до всасывающего трубопровода вблизи компрессора, размерами 22 × 1 мм – поставка и прокладка.

**Поз. 6**

Заправка холодильной установки хладагентом R 134a

Цена описанных выше поставок поз. 1–6 предусмотрена франко-местонахождение, включая монтаж холодильной техники, гидравлическое испытание, откачку, заливку хладагента, ввод в эксплуатацию и инструктаж обслуживающего персонала: € 17,312 + налог на добавленную стоимость.

Срок поставки: по предварительной договоренности

Срок действия данного Предложения: 3 месяца

Гарантия: 1 год

Условия платежа: по предварительной договоренности.

Работы, выполняемые силами заказчика:

Прокладка и монтаж всех электропроводов, установка труб для стока талой воды – из меди, размером 28 × 1,5 мм, с сифоном, разъемных.

Подготовка бетонного основания, кирпичная кладка, долбежные работы, обеспечение подъемно-монтажным оборудованием.

Надеемся, что это (весьма выгодное, на наш взгляд) Предложение вызовет Ваш интерес. В ожидании дальнейших сообщений, с дружеским приветом.

4.2.15. Технологическая схема и электрическая схема соединений

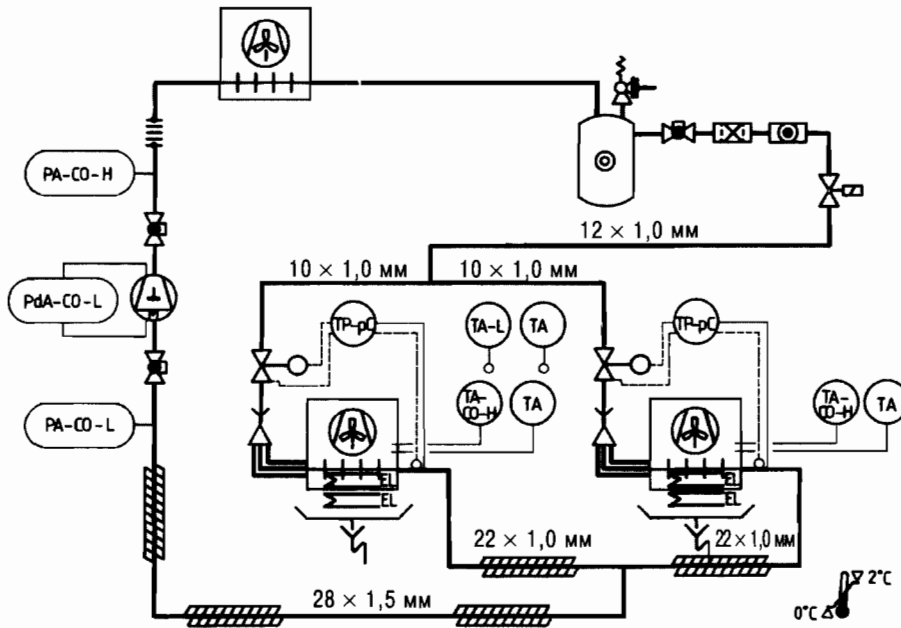


Рис. 4.29. Технологическая схема

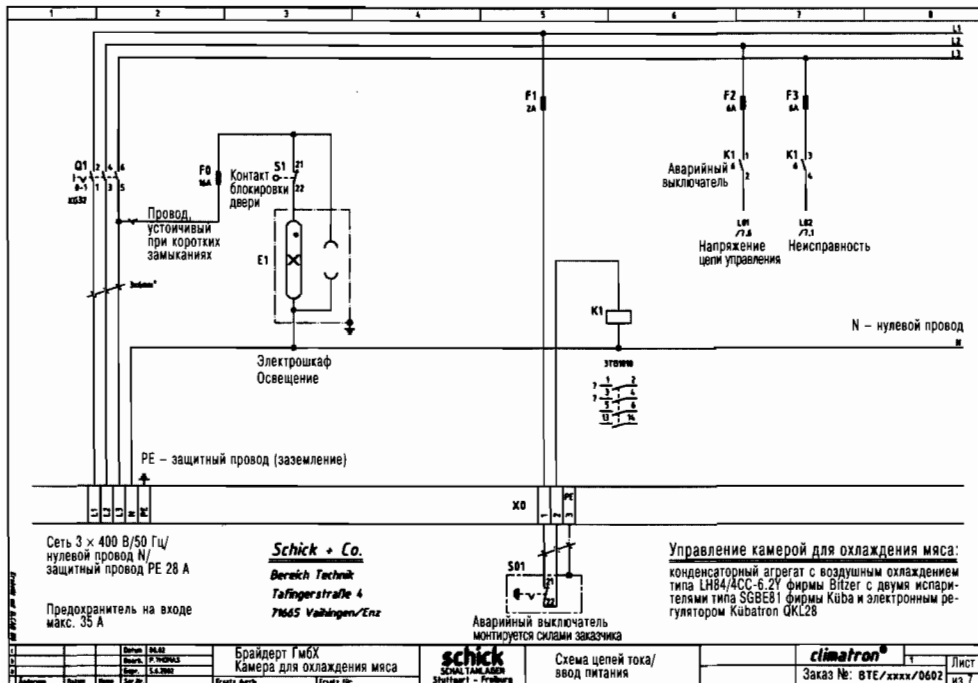


Рис. 4.30.

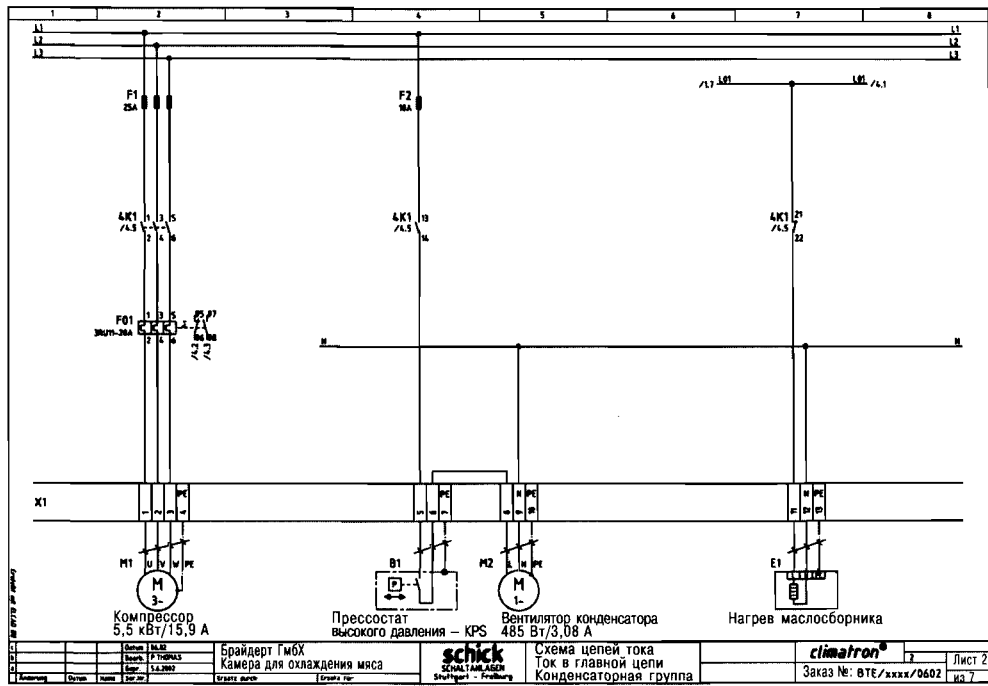


Рис. 4.31.

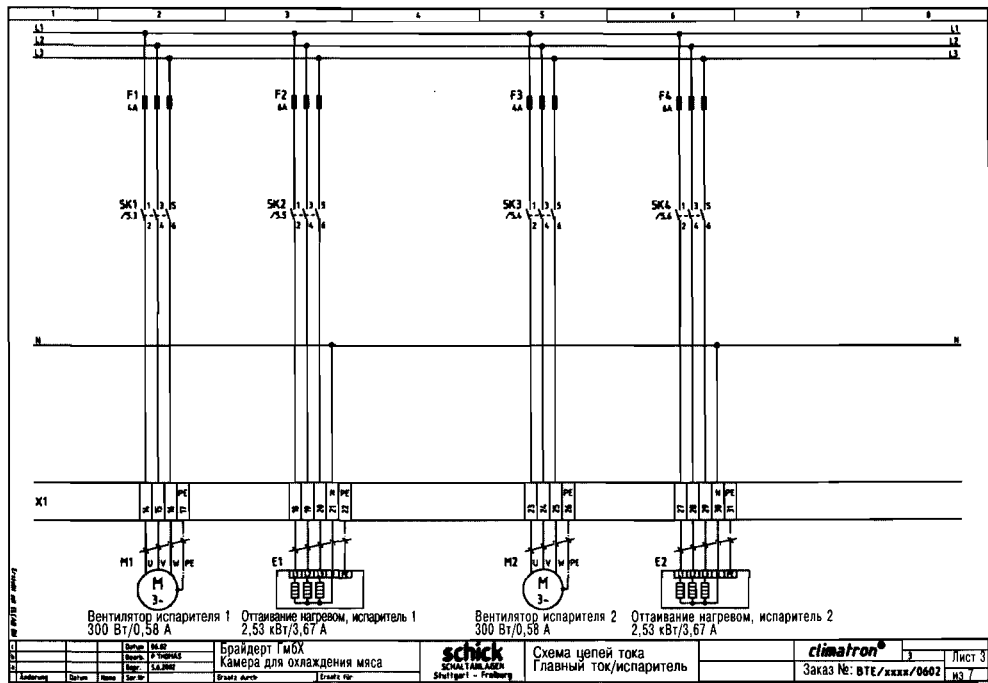


Рис. 4.32.

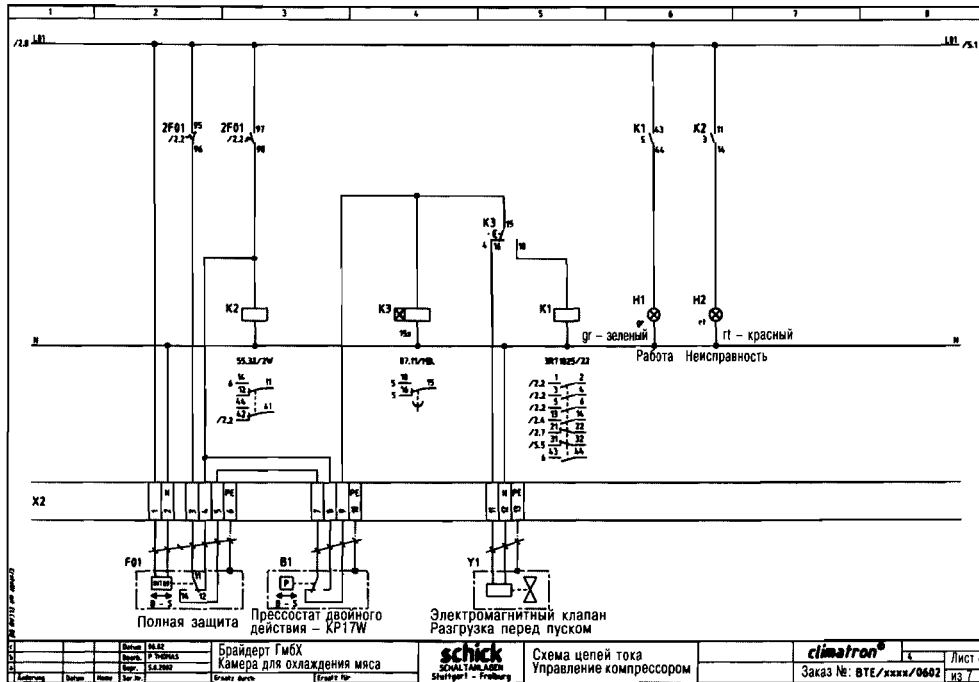


Рис. 4.33.

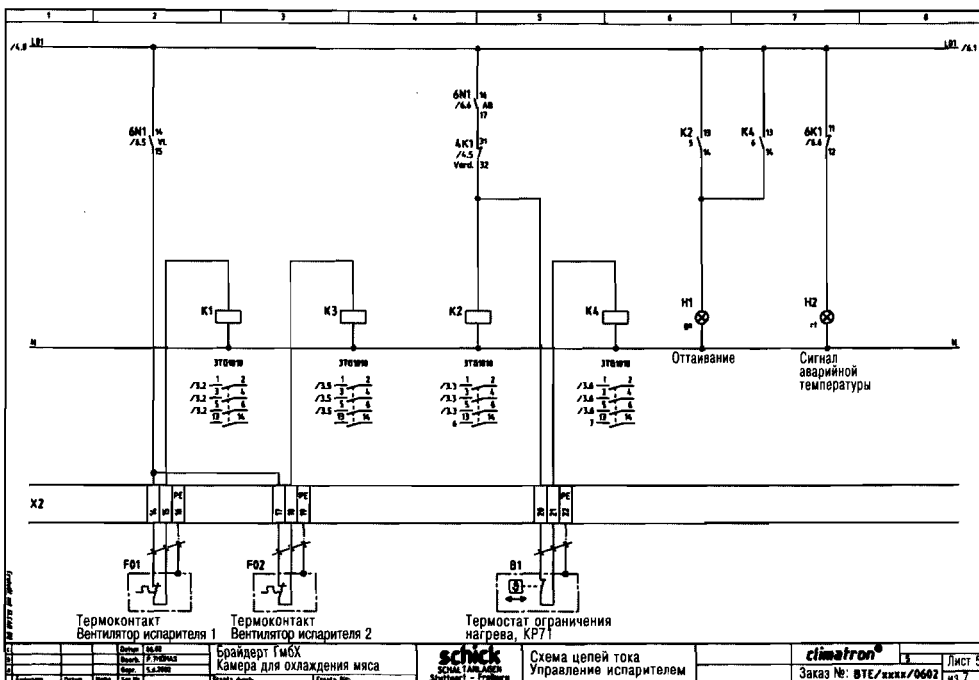


Рис. 4.34.

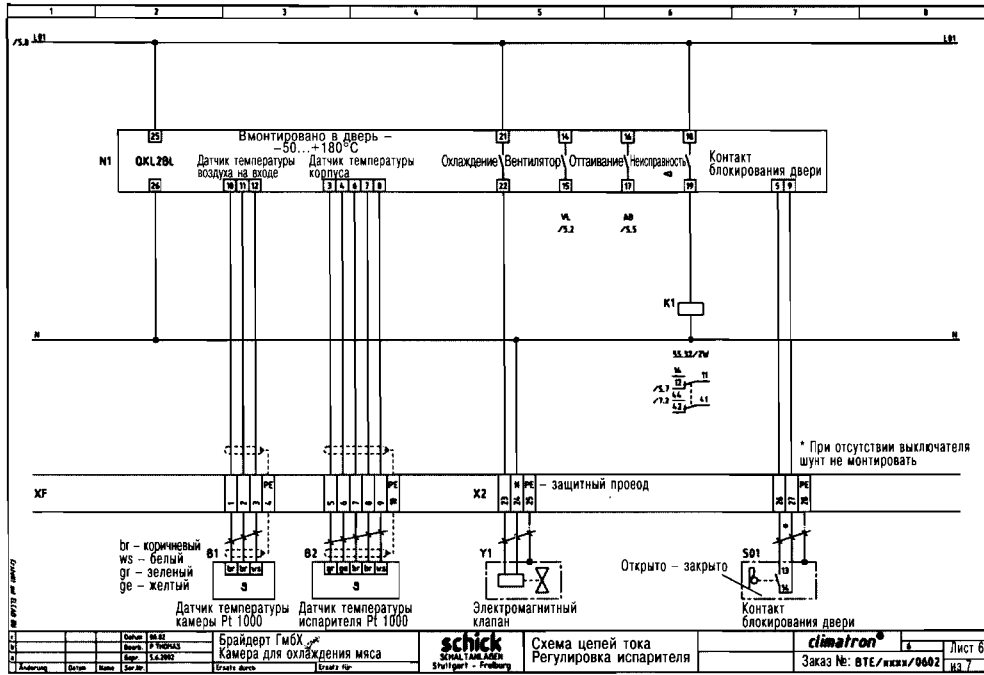


Рис. 4.35.

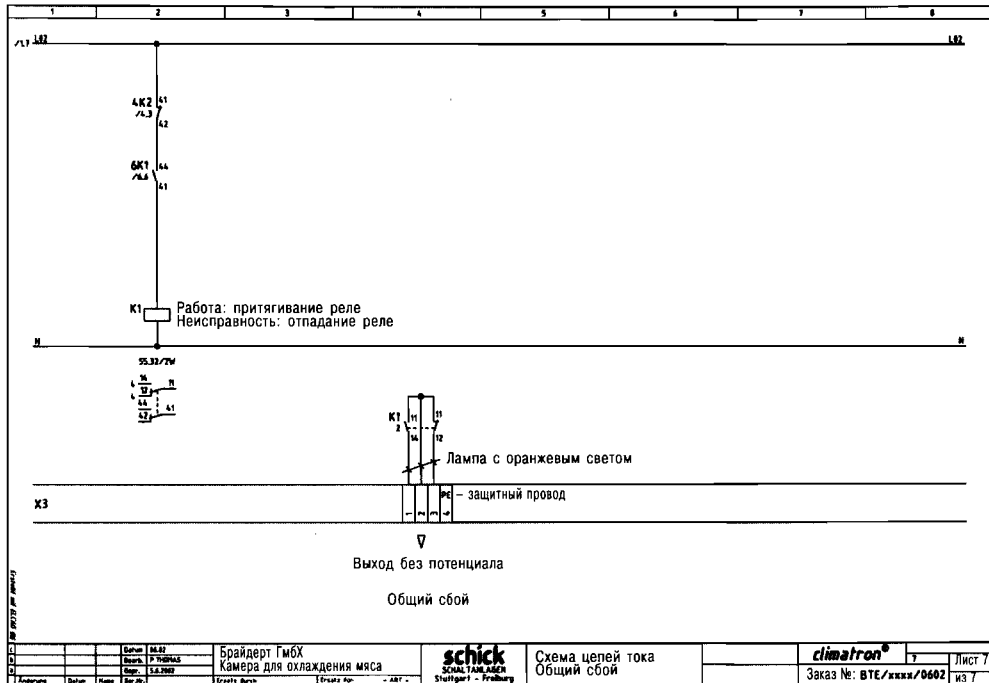


Рис. 4.36.



Рис. 4.37

СПЕЦИФИКАЦИЯ		SCHICK			06.06.2002	
<b>Распределительные устройства</b>						
<b>Брайдерт ГмБХ</b>						
<b>Камера для охлаждения мяса</b>						
<b>Заказ № ВТЕ / xxxx / 0602</b>						
						<b>лист 1</b>
ВМК	Изделие №	Изготовитель	Наименование	Тип	Технические параметры	Примечания
1E1	27681006	RITTAL	Светильники	SZ4138180	18 Вт/230 В 630мм	
1F0	20220115	MOELLER	Предохранители	D02-Block	E18/D02/16A 1-полюсные	
1F1	17220011	LINDNER	Предохранители	D02-Block	D02/2A 1-полюсн.	
1F2	17220013	LINDNER	Предохранители	D02-Block	D02/6A 1-полюсн.	
1F3	17220013	LINDNER	Предохранители	D02-Block	D02/6A 1-полюсн.	
1K1	25110410	SIEMENS	Главный контактор	3TG1010-L2	4 кВт/8,4 А AC1/20 А	3010
1Q1	06433110	KRAUS+NAIMER	Главный выключатель	RG32A1203	11 кВт/32А/FT 3-полюсные	35 А
2F1	17220026	LINDNER	Предохранители	D02-Block	D02/25 А 3-полюсн.	
2F2	17220014	LINDNER	Предохранители	D02-Block	D02/10 А 1-полюсн.	
2F01	25140110	SIEMENS	Расцепитель	3RU1126-4B	14–20 А	SO
3F1	17220021	LINDNER	Предохранители	D02-Block	D02/4 А 3-полюсн.	
3F2	17220022	LINDNER	Предохранители	D02-Block	D02/6 А 3-полюсн.	
3F3	17220021	LINDNER	Предохранители	D02-Block	D02/4 А 3-полюсн.	
3F4	17220022	LINDNER	Предохранители	D02-Block	D02/6 А 3-полюсн.	
4H1	20403001	MOELLER	Световой сигнализатор	RLF-GR/FR	Зеленый 130/230 В	Зелен.
4H2	20403002	MOELLER	Световой сигнализатор	RLF-RT/FR	Красный 130/230 В	Красн.
4K1	25100722	SIEMENS	Главный контактор	3RT1025/22	7,5 кВт/17 А AC1/35 А	3022
4K2	11110002	FINDER	Реле	55.32	230 В/10 А AC 2WE	
4K3	11318711	FINDER	Реле времени	87.11	Anz.0,05с-60ч 1WE	
5H1	20403002	MOELLER	Световой сигнализатор	RLFGE/FR	Желтый 130/230 В	Желт.
5H2	20403000	MOELLER	Световой сигнализатор	RLF-RT/FR	Красный 230 В	Красн.
5K1	25110410	SIEMENS	Главный контактор	3TG1010-L2	4 кВт/8,4 А AC1/20 А	3010
5K2	25110410	SIEMENS	Главный контактор	3TG1010-L2	4 кВт/8,4 А AC1/20 А	3010
5K3	25110410	SIEMENS	Главный контактор	3TG1010-L2	4 кВт/8,4 А AC1/20 А	3010
5K4	25110410	SIEMENS	Главный контактор	3TG1010-L2	4 кВт/8,4 А AC1/20 А	3010

Рис. 4.37 (окончание)

ВМК	Изделие №	Изготовитель	Наименование	Тип	Технические параметры	Примечания
6K1	11110002	FINDER	Реле	55.32	230 В/10 А AC 2WE	
6N1	08602705	KÜBA	Регулятор холода	QKL2BL	-50+180°C Pt1000	в сборе
7K1	11110002	FINDER	Реле	55.32	230 В/10 А AC2WE	
7X0	24503003	PHOENIX	Блоки зажимов	UK5N/ USLKG	3 штуки	
7X0- сеть	24501100	PXOENIX	Клеммы для подключения к сети	UK10N	5-полюсн./35 А	
7X1	24503030	PXOENIX	Блоки зажимов	UK5N/ USLKG	30 штук	
7X2	24503030	PXOENIX	Блоки зажимов	UK5N/ USLKG	30 штук	
7X3	24503004	PXOENIX	Блоки зажимов	UK5N/ USLKG	4 штуки	
7XF	24507010	PXOENIX	Соединит. зажимы	QT1,5/PE	10 шт. на каждый зажим датчика	
7Z1	27011121	RITTAL	Стальной корпус	AE 1077	760 × 760 × 210	

ВМК – идентификатор оборудования; AC – напряжение переменного тока.

Технический паспорт оборудования	
<p><b>Предписания</b></p> <input checked="" type="checkbox"/> VDE 0100 <input type="checkbox"/> VDE 0113-1 (DIN EN 60204-1) <input type="checkbox"/> Прочие VDE <input type="checkbox"/> VDE 0550/0551 <input checked="" type="checkbox"/> VDE 066 0/500 (DIN EN 60 439-1) <input type="checkbox"/> ..... <input type="checkbox"/> Нормативы на производственные материалы ..... фирма ..... VDE – Союз германских электротехников DIN – Промышленный стандарт ФРГ <b>Сопутствующие постаеки</b> <input checked="" type="checkbox"/> Schick <input type="checkbox"/> Заказчик J. шт. регулятор холода QKL 2B ..... ..... ..... <b>Объем поставки</b> <input checked="" type="checkbox"/> электросхема <input checked="" type="checkbox"/> датчики <input checked="" type="checkbox"/> руководство по эксплуатации <input checked="" type="checkbox"/> спецификация <input type="checkbox"/> прочее ..... 2 клеммодатчика, Pt 1000 (QKL) ..... ..... ..... <b>Встроенные элементы</b> <input checked="" type="checkbox"/> дверь <input type="checkbox"/> монтажная плата ..... QKL 2B ..... ..... ..... <b>Прочее</b> ..... ..... .....	<p><b>Исполнение электрошкафа</b></p> ввод кабеля <input checked="" type="checkbox"/> внизу <input type="checkbox"/> дверной упор <input checked="" type="checkbox"/> справа <input type="checkbox"/> запас площади <input checked="" type="checkbox"/> 15% <input type="checkbox"/> ..... зажимы <input checked="" type="checkbox"/> Phoenix, UKSN <input type="checkbox"/> ..... род защиты <input checked="" type="checkbox"/> IP 54 (стандарт) <input type="checkbox"/> ..... цвет шкафа <input checked="" type="checkbox"/> RAL 7032 (стандарт) <input type="checkbox"/> ..... размеры шкафа <input checked="" type="checkbox"/> 760 x 760 x 210 мм (ширина x высота x глубина) тип электрошкафа <input checked="" type="checkbox"/> AE 1077 ..... <input type="checkbox"/> <b>Цвета жил кабелей</b> Цель главного тока – L1, L2, L3    черный Нулевой провод (N)    светло-голубой Защитный провод (земля) PE    желто-зеленый Управляющее напряжение 230 В AC    красный Управляющее напряжение – N    голубой Управляющее напряжение 230 В / трансформатор    красный / красно-белый Управляющее напряжение 24 В AC / трансформатор    коричневый / бело-коричневый Управляющее напряжение 24 В DC / трансформатор    белый / серый Самозащищенные провода    LUCY-BI (голубая наружная оболочка) Провода датчиков    LUCY (экранированные) Внутреннее напряжение приборов    синий Внешнее напряжение / без потенциала    оранжевый ZLT    фиолетовый
<p>ВМК (идентификация оборудования)</p> <p>Пример: "101"  1 – обозначение страницы с изображением элемента  0 – буквенное обозначение (главный выключатель)  1 – счетный номер (первый, второй ... и т.д.)</p>	
<p>Сделано в: Швейцария  Дата: 12.2002  Исполнитель: Швайгер-Продукт</p> <p>Брайдерт ГмбХ  Камера для охлаждения мяса</p> <p><b>schick</b>  SCHICK THERMATECH  Schick AG - Freiburg</p>	<p>Технический паспорт оборудования</p> <p><b>cimatron®</b></p> <p>Заказ №: ВТЕ/квм/0602</p> <p>Лист 0 из 7</p>

AC – переменный ток, DC – постоянный ток.

Рис. 4.38. Технический паспорт оборудования

**4.2.16. Контрольные задания**

1. Проектирование испарителей, электромагнитного клапана, терморегулирующих вентилей, фильтра-осушителя хладагента и конденсаторной группы с воздушным охлаждением для работы с хладагентом R 507.

2. Проектирование испарителей, электромагнитного клапана, терморегулирующих вентилей, фильтра-осушителя хладагента и конденсаторной группы с воздушным охлаждением для работы с азеотропным хладагентом R 404A.

3. Компоновка конденсаторных агрегатов (R 134a; R 404 A; R 507; R 407C) различных исполнений от разных изготовителей.

4. Расчет для хладагентов R 134a и R 507 полугерметичного компрессора и конденсатора с воздушным охлаждением.

**Варианты решений**

К п. 1.

Для работы на хладагенте R 507 имеем:

- 2 испарителя Küba SGBE81;
- 1 электромагнитный клапан типа 200RB4T4;
- 2 терморегулирующих вентилей типа TCLE150SW;
- 1 фильтр-осушитель хладагента типа ADK 1612MMS;
- 1 конденсаторный агрегат с воздушным охлаждением LH64/4EC-4.2Y

фирмы Bitzer.

К п. 2

Для работы на хладагенте R 404A имеем:

- 2 испарителя Küba SGBE81;
- 1 электромагнитный клапан типа 200RB4T4;
- 2 терморегулирующих вентилей типа TCLE150SW;
- 1 фильтр-осушитель хладагента типа ADK-Plus 1612MMS;
- 1 конденсаторный агрегат с воздушным охлаждением LH64/4EC-4.2Y

фирмы Bitzer.

К п. 3

R 404A/R 507:

- Maneurop, тип MSZ 080S00E,  $-10^{\circ}\text{C}/+32^{\circ}\text{C}/Q_0 = 18,33$  кВт;
- Copeland, тип MC-M8-ZB45KE,  $-10^{\circ}\text{C}/+32^{\circ}\text{C}/Q_0 = 9,60$  кВт;
- l'Unite, тип TAN 4590 ZHR,  $-10^{\circ}\text{C}/+32^{\circ}\text{C}/Q_0 = 11,27$  кВт;
- Copeland, тип WRK8LL-40X,  $-10^{\circ}\text{C}/+40^{\circ}\text{C}/Q_0 = 10,65$  кВт, с водяным

охлаждением;

- Copeland, тип R7-2DD-50X,  $-10^{\circ}\text{C}/+32^{\circ}\text{C}/Q_0 = 9,60$  кВт;

- Bock, тип SHAX3/235-4L,  $-10^{\circ}\text{C}/+32^{\circ}\text{C}/Q_0 = 9,90$  кВт.

R 134A:

- Maneurop, тип MSZ 125S00D,  $-10^{\circ}\text{C}/+32^{\circ}\text{C}/Q_0 = 9,73$  кВт;

- Copeland, тип MC-V9ZR12ME,  $-10^{\circ}\text{C}/+27^{\circ}\text{C}/Q_0 = 11,66$  кВт;

- Copeland, тип WRK10-3DA-50X,  $-10^{\circ}\text{C}/+40^{\circ}\text{C}/Q_0 = 10,33$  кВт, с водяным

охлаждением;

- Copeland, тип P8-3DA-50X,  $-10^{\circ}\text{C}/+32^{\circ}\text{C}/Q_0 = 9,35$  кВт;

- Bock, тип SHGX4/385-4L,  $-10^{\circ}\text{C}/+32^{\circ}\text{C}/Q_0 = 10,37$  кВт;

- Bock, тип SAMX4/30685-4L,  $-10^{\circ}\text{C}/+32^{\circ}\text{C}/Q_0 = 9,82$  кВт.

R 406C:

- Maneurop, тип MSZ 100S00D,  $-10^{\circ}\text{C}/+32^{\circ}\text{C}/Q_0 = 10,81$  кВт;

- Copeland, тип MC-R7-ZR81KE,  $-10^{\circ}\text{C}/+27^{\circ}\text{C}/Q_0 = 10,95$  кВт.

К п. 4

Компрессор Bitzer, тип 4V-6.2Y:

$-10^{\circ}\text{C}/+45^{\circ}\text{C}/\text{R } 134\text{a}/Q_c = 10,04 \text{ кВт}; P_{\text{кл}} = 4,17 \text{ кВт}.$

Конденсатор Güntner, тип GVM 042C/2-N:

$+32^{\circ}\text{C}/+45^{\circ}\text{C}/\text{R } 134\text{a}/Q_c = 16,4 \text{ кВт}/52 \text{ дБ(А)} > \text{расстояние } 5 \text{ метров или:}$

Конденсатор Güntner, тип GVH052A/2-E(S):

$+32^{\circ}\text{C}/+45^{\circ}\text{C}/\text{R } 134\text{a}/Q_c = 14,5 \text{ кВт}/24 \text{ дБ(А)} > \text{расстояние } 5 \text{ метров.}$

Компрессор Bitzer, тип 4EC-4.2Y:

$-10^{\circ}\text{C}/+45^{\circ}\text{C}/\text{R } 507/Q_c = 11,35 \text{ кВт}; P_{\text{кл}} = 5,26 \text{ кВт}.$

Конденсатор Güntner, тип GVM 042C/2-N:

$+32^{\circ}\text{C}/+45^{\circ}\text{C}/\text{R } 507/Q_c = 17,6 \text{ кВт}/52 \text{ дБ(А)} > \text{расстояние } 5 \text{ метров или:}$

Конденсатор Güntner, тип GVH052A/2-E(S):

$+32^{\circ}\text{C}/+45^{\circ}\text{C}/\text{R } 507/Q_c = 18,4 \text{ кВт}/24 \text{ дБ(А)} > \text{расстояние } 5 \text{ метров}$

Рис. 4.39. Таблица параметров для расчета компрессора.

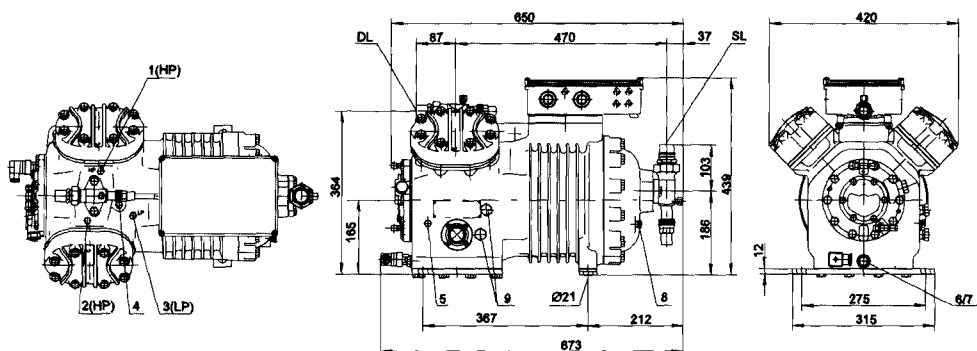
Расчет полугерметичного поршневого компрессора

Заданные значения		Границы применения	
Холодопроизводительность	10 кВт		
Хладагент	R 134a		
Исходная температура	точка росы		
Температура кипения	$-10^{\circ}\text{C}$		
Температура конденсации	$45^{\circ}\text{C}$		
Переохлаждение жидкости	2 К		
Температура всасываемого газа	$20^{\circ}\text{C}$		
Электропитание от сети	стандарт 50 Гц		
Регулятор мощности	100%		
Полезный перегрев	100%		
Результат			
Тип компрессора	4CC-6.2Y	4V-6.2Y	
Холодопроизводительность	9,64 кВт	10,04 кВт	
Холодопроизводительность*	9,45 кВт	9,94 кВт	
Производительность испарителя	9,64 кВт	10,04 кВт	
Потребляемая мощность	3,99 кВт	4,17 кВт	
Ток (400 В)	9,41 А	7,45 А	
Производительность конденсатора	13,45 кВт	14,91 кВт	
Коэффициент мощности	2,41	2,41	
Коэффициент мощности*	2,37	2,38	
Массовый расход	221 кг/час	230 кг/час	
Режим работы	стандартный	стандартный	

\* 2KC-05.2 – 4CC-6.2: согласно EN 12900 (температура всасываемого газа  $20^{\circ}\text{C}$ , переохлаждение жидкости).

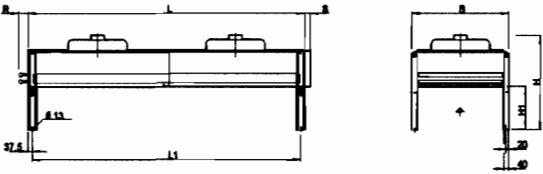
Все прочие компрессоры: согласно ISO-DIS 9309/ДИН 8928 (температура всасываемого газа  $25^{\circ}\text{C}$ , переохлаждение жидкости).

Рис. 4.40. Технические характеристики компрессора 4V-6.2У



Объемный расход (1450 об/мин, 50 Гц)	33,07 м <sup>3</sup> /час
Объемный расход (1750 об/мин, 60 Гц)	39,91 м <sup>3</sup> /час
Число цилиндров × внутренний диаметр × длина хода	4 × 55 × 40 мм
Напряжение двигателя (иные значения – по запросу)	380...420 В PW-3-50 Гц
Макс. рабочий ток	14,0 А
Пусковой ток (ротор заблокирован)	39,0 А Y/68,0 А YY
Масса	135 кг
Макс. избыточное давление (низкое/высокое)	19/28 бар
Присоединение всасывающего трубопровода	28 мм – 1 1/8"
Присоединение напорного трубопровода	22 мм – 7/8"
Присоединение охлаждающей воды	R 1/2"
Заправка маслом R134a/R404A/R507A/R470C	$t_c < 55^\circ\text{C}$ : BSE32/ $t_c > 55^\circ\text{C}$ : BSE55 (опция)
Заправка маслом R22 (R12/R502)	B5.2 (стандарт)
Объем заправленного масла	3,00 дм <sup>3</sup>
Нагрев маслобункера	100 Вт (опция)
Контроль давления масла	MP 54
Маслоспускной вентиль	опция
Защита сжатого газа от перегрева	опция
Защита двигателя	INT69V5 (стандарт), INT389 (опция)
Класс защиты	IP54 (стандарт), IP66 (опция)
Регулирование мощности	100–50% (опция)
Уменьшение нагрузки при пуске	опция
Дополнительный вентилятор	опция
Головки цилиндра с водяным охлаждением	опция
СIS-система	–
Демпфирующие элементы	стандарт

Рис. 4.41. Таблица параметров конденсатора

Конденсатор		GVH 052A/2-E(S)	
<b>Производительность:</b>	14,5 кВт	<b>Хладагент:</b>	<b>R134a<sup>(1)</sup></b>
Объемный расход воздуха:	3 540 м <sup>3</sup> /час	Температура нагретого газа:	77,0°C
Воздух на входе:	32,0°C	Температура конденсации:	45,0°C
Геодезическая высота:	0 м	Выход конденсата:	44,0°C
Вентиляторы:	2 шт. 3~400 В 50 Гц	Объемный расход нагретого газа:	5,07 м <sup>3</sup> /час
Характеристика двигателей	Уровень звукового давления:	24 дБ(A) <sup>(2)</sup>	
	– число оборотов:	на расстоянии:	5,0 м
	– мощность:	звуковая мощность:	50 дБ(A)
– потребление тока:	340 в мин 0,05 кВт 0,09 А		
Корпус:	Оцинкованная сталь, RAL 7032	Трубы теплообменника:	Медь
Поверхность теплообмена:	103,6 м <sup>2</sup>	Ребра:	алюминий
Емкость труб:	21 л	Присоединения	
Шаг ребер:	2,20 мм	– входной патрубок:	28,0 × 1,50 мм
Проходы:	6	– выходной патрубок:	22,0 × 1,50 мм
Масса:	152 кг	– нитки трубопровода:	20
<b>Размеры (мм):</b>			
L = 1850 мм			
B = 895 мм			
H = 950 мм			
R = 100 мм			
L1 = 1775 мм			
H1 = 400 мм			
S = 50 мм			

Примечание: чертежи и размеры действительны не для всех вариантов оборудования.

<sup>1)</sup> Жидкости группы 2: согласно Регламентации 67/548/ЕЭС.

<sup>2)</sup> По методу огибающей поверхности в соответствии с нормами EN 13487.

Рис. 4.42. Таблица параметров конденсатора

Конденсатор		GVH 042C/2-N	
<b>Производительность:</b>	16,4 кВт	<b>Хладагент:</b>	<b>R134a<sup>(1)</sup></b>
Объемный расход воздуха:	5 170 м <sup>3</sup> /час	Температура нагретого газа:	77,0°C
Воздух на входе:	32,0°C	Температура конденсации:	45,0°C
Геодезическая высота:	0 м	Выход конденсата:	42,4°C
Вентиляторы:	2 шт. 3~230 В 50 Гц	Объемный расход нагретого газа:	5,66 м <sup>3</sup> /час
Характеристика двигателей	Уровень звукового давления:	52дБ(A) <sup>(2)</sup>	
	– число оборотов:	на расстоянии:	5,0 м
	– мощность:	звуковая мощность:	77дБ(A)
– потребление тока:	1390 в мин 0,23 кВт 1,05 А		
Корпус:	Оцинкованная сталь, RAL 7032	Трубы теплообменника:	Медь
Поверхность теплообмена:	39,6 м <sup>2</sup>	Ребра:	алюминий
Емкость труб:	7 л	Присоединения	
Шаг ребер:	2,20 мм	– входной патрубок:	22,0 × 1,00 мм
Проходы:	22	– выходной патрубок:	22,0 × 1,00 мм
Масса:	38 кг	– нитки трубопровода:	4

Рис. 4.42. Таблица параметров конденсатора (окончание)

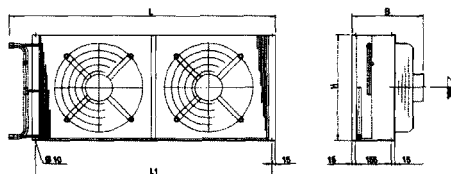
**Размеры (мм):**

L = 1160 мм

B = 330 мм

H = 560 мм

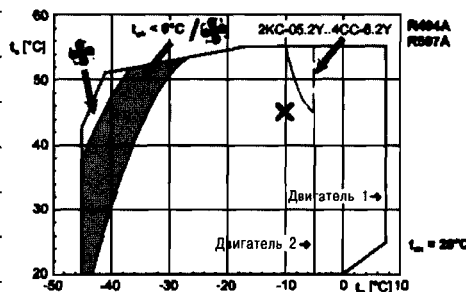
L1 = 1030 мм

Рис. 4.43. Таблица параметров для расчета компрессора.  
Расчет полугерметичного поршневого компрессора

Заданные значения		Границы применения	
Холодопроизводительность	10 кВт		
Хладагент	R 507A		
Исходная температура	точка росы		
Температура кипения	-10°C		
Температура конденсации	45°C		
Переохлаждение жидкости	2 К		
Температура всасываемого газа	20°C		
Электропитание от сети	стандарт 50 Гц		
Регулятор мощности	100%		
Полезный перегрев	100%		

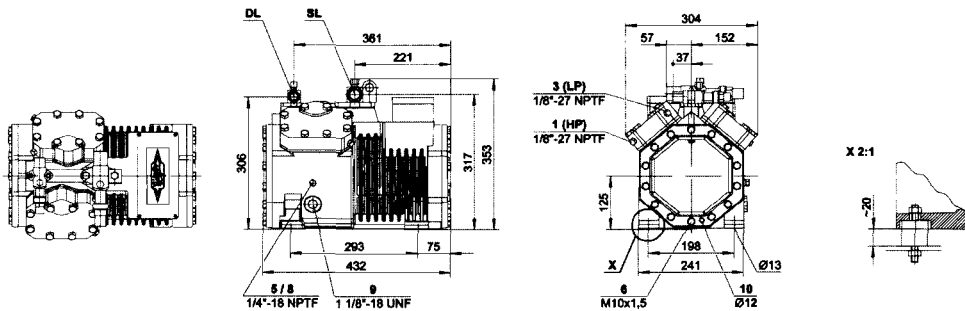
  

Результат		
Тип компрессора	4FC-3.2Y	4EC-4.2Y
Холодопроизводительность	9,11 кВт	11,30 кВт
Холодопроизводительность*	8,85 кВт	10,97 кВт
Производительность испарителя	9,11 кВт	11,30 кВт
Потребляемая мощность	4,30 кВт	5,16 кВт
Ток (400 В)	7,74 А	8,70 А
Производительность конденсатора	13,14 кВт	16,14 кВт
Коэффициент мощности	2,12	2,19
Коэффициент мощности*	2,06	2,12
Массовый расход	275 кг/час	341 кг/час
Режим работы	стандартный	стандартный



\* Согласно ЕН 12900 (температура инжектируемого газа 20°C, переохлаждение жидкости).

Рис. 4.44. Технические характеристики компрессора 4ЕС-4.2У



Объемный расход (1450 об/мин, 50 Гц)	22,72 м <sup>3</sup> /час
Объемный расход (1750 об/мин, 60 Гц)	27,42 м <sup>3</sup> /час
Число цилиндров × внутренний диаметр × длина хода	4 × 46 × 39,3 мм
Напряжение двигателя (иные значения — по запросу)	380...420 В Y-3-50 Гц
Макс. рабочий ток	10,7 А
Пусковой ток (ротор заблокирован)	53,5 А
Масса	84 кг
Макс. избыточное давление (низкое/высокое)	19/28 бар
Присоединение всасывающего трубопровода	28 мм — 1 1/8"
Присоединение напорного трубопровода	16 мм — 7/8"
Присоединение охлаждающей воды	—
Заправка маслом R134a/R404A/R507A/R470C	$t_c < 55^\circ\text{C}$ : BSE32/ $t_c > 55^\circ\text{C}$ : BSE55 (опция)
Заправка маслом R22 (R12/R502)	B5.2 (стандарт)
Объем заправленного масла	2,00 дм <sup>3</sup>
Нагрев маслобункера	0 ... 120 Вт PTC (опция)
Контроль давления масла	—
Маслопускной вентиль	—
Защита сжатого газа от перегрева	опция
Защита двигателя	INT69V/7-II
Класс защиты	IP 65
Регулирование мощности	100—50% (опция)
Уменьшение нагрузки при пуске	опция
Дополнительный вентилятор	опция
Головки цилиндра с водяным охлаждением	—
СIS-система	—
Демпфирующие элементы	стандарт



Рис. 4.45. Таблица параметров конденсатора

<b>Конденсатор</b>		<b>GVH 042C/2-N</b>	
<b>Производительность:</b>	17,6 кВт	<b>Хладагент:</b>	<b>R 507<sup>(1)</sup></b>
Объемный расход воздуха:	5 170 м <sup>3</sup> /час	Температура нагретого газа:	74,0°C
Воздух на входе:	32,0°C	Температура конденсации:	45,0°C
Геодезическая высота:	0 м	Выход конденсата:	43,3°C
Вентиляторы:	2 шт. 3~230 В 50 Гц	Объемный расход нагретого газа:	3,55 м <sup>3</sup> /час
Характеристика двигателей		Уровень звукового давления:	52 дБ(А) <sup>(2)</sup>
– число оборотов:	1390 в мин	на расстоянии:	5,0 м
– мощность:	0,23 кВт	звуковая мощность:	77 дБ(А)
– потребление тока:	0,05 А		
Корпус:	Оцинкованная сталь, RAL 7032	Трубы теплообменника:	Медь
Поверхность теплообмена:	39,6 м <sup>2</sup>	Ребра:	алюминий
Емкость труб:	7 л	Присоединения	
Шаг ребер:	2,20 мм	– входной патрубков:	22,0 × 1,00 мм
Проходы:	22	– выходной патрубков:	22,0 × 1,00 мм
Масса:	38 кг	– нитки трубопровода:	4
<b>Размеры (мм):</b>			
L = 1160 мм			
B = 330 мм			
H = 560 мм			
L1 = 1030 мм			

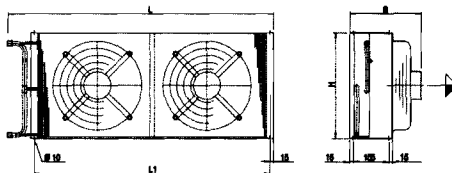


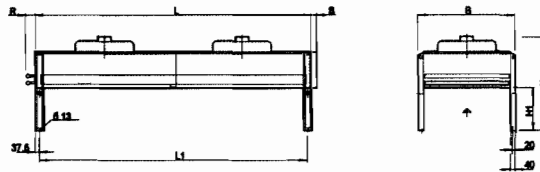
Рис. 4.46. Таблица параметров конденсатора

<b>Конденсатор</b>		<b>GVH 052A/2-E(S)</b>	
<b>Производительность:</b>	18,4 кВт	<b>Хладагент:</b>	<b>R 507<sup>(1)</sup></b>
Объемный расход воздуха:	4 040 м <sup>3</sup> /час	Температура нагретого газа:	74,0°C
Воздух на входе:	32,0°C	Температура конденсации:	45,0°C
Геодезическая высота:	0 м	Выход конденсата:	44,0°C
Вентиляторы:	2 шт. 3~400 В 50 Гц	Объемный расход нагретого газа:	3,76 м <sup>3</sup> /час
Характеристика двигателей		Уровень звукового давления:	24 дБ(А) <sup>(2)</sup>
– число оборотов:	340 в мин	на расстоянии:	5,0 м
– мощность:	0,05 кВт	звуковая мощность:	50 дБ(А)
– потребление тока:	0,09 А		
Корпус:	Оцинкованная сталь, RAL 7032	Трубы теплообменника:	Медь
Поверхность теплообмена:	149,6 м <sup>2</sup>	Ребра:	алюминий
Емкость труб:	30 л	Присоединения	
Шаг ребер:	2,20 мм	– входной патрубков:	28,0 × 1,50 мм
Проходы:	4	– выходной патрубков:	22,0 × 1,00 мм
Масса:	179 кг	– нитки трубопровода:	20

Рис. 4.46. Таблица параметров конденсатора (окончание)

**Размеры (мм):**

- L = 2650 мм
- B = 895 мм
- H = 950 мм
- R = 100 мм
- L1 = 2575 мм
- H1 = 400 мм
- S = 400 мм



Примечание: чертежи и размеры действительны не для всех вариантов оборудования.

<sup>1)</sup> Жидкости группы 2: согласно Регламентации 67/548/ЕЭС.

<sup>2)</sup> По методу огибающей поверхности в соответствии с нормами ЕН 13487.

### 4.3. Проект: низкотемпературный склад

#### 4.3.1. Исходная ситуация

Филиал крупного продовольственного магазина собирается расширить свой ассортимент за счет размещения на существующей торговой базе запаса быстрозамороженных продуктов. В связи с этим планируется пристроить низкотемпературный холодильник с южной стороны имеющегося здания. На первом этаже возводимого склада предполагается осуществлять перегрузку товаров (организация этого процесса будет подробнее описана ниже).

На промежуточной площадке у восточного фасада выбрано место для монтажа холодильной установки, куда непосредственно примыкает находящаяся под открытым небом зона для размещения конденсаторов с воздушным охлаждением.

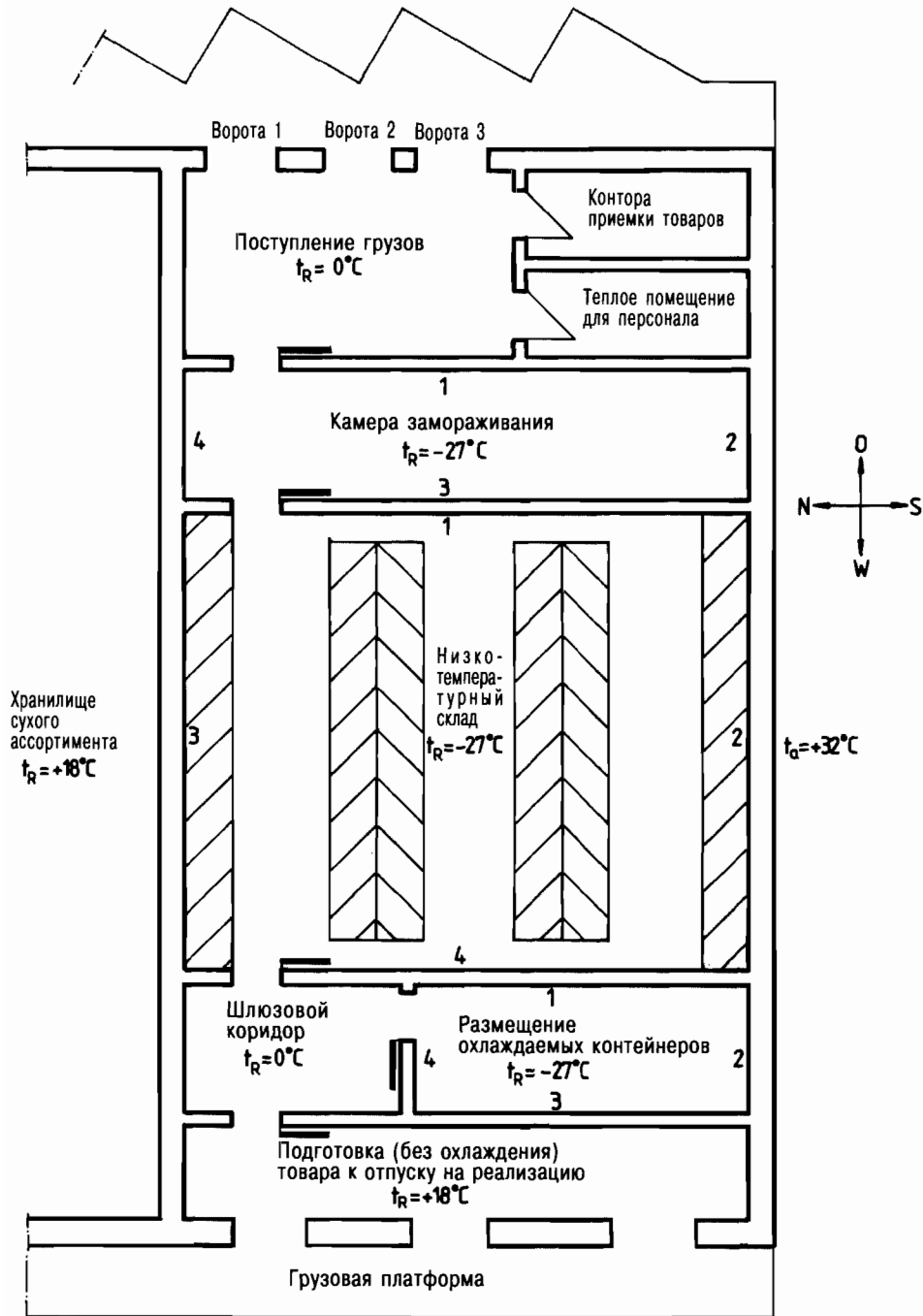
Как и для всех прочих секций центрального склада, интересующие нас продукты будут приниматься с восточной стороны здания через грузовые ворота — с выступающей, снабженной навесом и пандусом погрузочной платформой для автотранспорта. Отсюда товар поступает в отдел приемки, где поддерживается температура на уровне 0°C, и далее по шлюзовому коридору — в собственно низкотемпературную зону складского помещения.

В камере замораживания пищевые продукты на транспортных контейнерах доводятся до температуры -27°C, прежде чем они будут приняты и отправлены на склад либо оставлены здесь на хранение.

Камера замораживания граничит с низкотемпературным складом (-27°C), где быстрозамороженные продукты размещаются на поддонах в 6 рядах стеллажей.

Ряды полок при этом расположены вдоль камеры и распределены следующим образом: по стенам от пола до потолка 2 одинаковых стеллажа и по центру еще 4, спинками друг к другу — с разделением тремя проходами одинаковой ширины (см. рис. 4.47).

Размещение принятого товара в порядке подготовки для доставки покупателям производится с противоположной стороны низкотемпературной камеры, а именно у западного фасада здания. Быстрозамороженные продукты хранятся здесь, как в своеобразном запаснике (при -27°C), и покидают склад в охлаждаемых транспортных контейнерах снова через охлажденный шлюзовой коридор (0°C), попадая в зону уже без кондиционирования воздуха (+18°C) в состоянии готовности к перегрузке.



Обзорный план вновь построенного склада мясoproдуктов глубокой заморозки (без соблюдения масштаба)

Рис. 4.47. Схема планировки низкотемпературного склада ( $t_R$  — температура помещения)

В качестве холодильных установок здесь предлагаются две функционирующие отдельно друг от друга системы, а именно: для низкотемпературной зоны – работающая на хладагенте R 507 поршневая компрессорная установка и как альтернатива винтовая компрессорная установка (тоже рассчитанная на R 507). Для области охлаждения может быть предусмотрена поршневая компрессорная установка на хладагенте R 404A. Каждая из них располагает собственным конденсатором с воздушным охлаждением.

Для процесса оттаивания рекомендуется способ с использованием перегретого пара. Помимо этого, планируется сконструировать систему вентиляции машинного зала и сигнальное устройство для хладагента с зондами во всех холодильных камерах.

#### 4.3.2. Определение базовых данных, необходимых для проектирования холодильной установки

- Пристройка в качестве будущего низкотемпературного склада выполняется в виде железобетонной каркасной конструкции.
- Для кровельного покрытия выбираются стальные трапециевидные листы с теплоизоляцией из минерального волокна, размещенной под уплотнением из пленки.
- Кровля обладает наклоном порядка 1,5 %, приобретая вид плоской двускатной крыши с горизонтальным аттиком.
- Фасад облицован изолированными металлическими листами по типу «висячей» конструкции.
- Охлаждаемые помещения имеют внутреннюю отделку на основе полиуретановых изоляционных элементов, принятых в строительстве холодильных камер.
- В низкотемпературной зоне используются полиуретановые элементы с характеристиками:  $\delta = 160$  мм;  $k = 0,12$  Вт/м<sup>2</sup> · К.
- В зоне охлаждения эти показатели несколько ниже:  $\delta = 80$  мм;  $k = 0,23$  Вт/м<sup>2</sup> · К.
- Число сотрудников: 12 человек.
- Требуемое освещение: 5 Вт/м<sup>2</sup>.
- Напольные транспортные средства: 8 быстроходных механизмов + 1 вилочный погрузчик с электроприводом.
- Температура поступающего на хранение товара:  $-18^{\circ}\text{C}$ .
- Суточный грузооборот: 18 поддонов по 1 тонне груза на каждом.

#### 4.3.3. Расчет расхода холода (с целесообразным округлением вычисленных значений)

##### 4.3.3.1. Низкотемпературный склад

Теплоизоляция, полиуретан,	$\delta = 160$ мм;
Длина: 56 метров;	$k = 0,12$ Вт/м <sup>2</sup> · К;
Ширина: 17 метров;	$t_R = -27^{\circ}\text{C}$ ;
Высота: 9 метров;	$t_a = +32^{\circ}\text{C}$ ;
(внутренние размеры после изоляции)	добавка на плоскую крышу +10 К;
площадь $F = 952$ м <sup>2</sup> ;	дает в итоге: $t_a = +42^{\circ}\text{C}$ ;
емкость $V_R = 8568$ м <sup>3</sup> .	

##### 4.3.3.1.1. Теплопритоки через ограждения склада

$$Q_{E \text{ стены } 1} = F \cdot k \cdot \Delta T, \text{ Вт.}$$

$$Q_{E \text{ стены } 1} = (17 \cdot 9) \cdot 0,12 \cdot 0 = 0 \text{ Вт.}$$

$$Q_{E \text{ стены } 2} = F \cdot k \cdot \Delta T, \text{ Вт.}$$

$$Q_{\text{Е стeны 2}} = (56 \cdot 9) \cdot 0,12 \cdot 0,59 = 3\,568 \text{ Вт.}$$

$$Q_{\text{Е стeны 3}} = F \cdot k \cdot \Delta T, \text{ Вт.}$$

$$Q_{\text{Е стeны 3}} = (56 \cdot 9) \cdot 0,12 \cdot 45 = 2\,722 \text{ Вт.}$$

$$Q_{\text{Е стeны 4}} = F \cdot k \cdot \Delta T, \text{ Вт.}$$

$Q_{\text{Е стeны 4}} = (11 \cdot 9) \cdot 0,12 \cdot 0 = 0 \text{ Вт}$  (часть площади стены, граничащей с помещением, где поддерживается та же равномерная температура).

$$Q_{\text{Е стeны 4}} = 175 \text{ Вт.}$$

Тепловая нагрузка, передаваемая через 4 стены низкотемпературного склада:

$$Q_{\text{Е стeн}} = 3\,568 + 2\,722 + 175 = 6\,465 \text{ Вт.}$$

$$Q_{\text{Е крыши}} = F \cdot k \cdot \Delta T, \text{ Вт.}$$

$$Q_{\text{Е крыши}} = (56 \cdot 17) \cdot 0,12 \cdot 70 = 7\,997 \text{ Вт.}$$

$$Q_{\text{Е пола}} = F \cdot k \cdot \Delta T, \text{ Вт.}$$

Конструкция пола по всей низкотемпературной зоне (в направлении снизу вверх):

1. гравий, насыпь  $\delta = 0,20 \text{ м}$   
 $\lambda = 0,64 \text{ Вт/м К;}$
2. железобетонная плита,  $\delta = 0,20 \text{ м;}$   
армированная  $\lambda = 1,15 \text{ Вт/м} \cdot \text{К;}$
3. паронепроницаемый слой (при расчете величины  $k$  не учитывается);
4. плита из жесткого пенополистирола  $\delta = 0,20 \text{ м}$   
 $\lambda = 0,038 \text{ Вт/м К}$
5. разделительный слой из полиэтиленовой пленки (при расчете  $k$  не учитывается);
6. покрытие пола – монолитное,  $\delta = 0,20 \text{ м;}$   
специально для производственных помещений  $\lambda = 1,9 \text{ Вт/м} \cdot \text{К.}$

Расчет коэффициента теплопередачи ( $k$ ) для пола в низкотемпературной зоне:

$$k = \frac{1}{0 + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_i}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К; } \alpha_a = 0; \alpha_i = 18 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

$$k = 0,17 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

$$Q_{\text{Е пол низкотемпер. камеры}} = (56 \cdot 17) \cdot 0,17 \cdot 37 = 5\,988; \text{ грунт: } +10^\circ\text{C.}$$

$$Q_{\text{Е пол низкотемпер. камеры}} = 5\,988 \text{ Вт.}$$

$$Q_{\text{Е общ. низкотемпер. камеры}} = 6\,465 + 7\,997 + 5\,988 = 20\,450 \text{ Вт.}$$

#### 4.3.3.1.2. Теплоприток от обслуживающего персонала

$$Q_{\text{персонала}} = (i \cdot P \cdot \tau_{\text{пробывания}}) : 24, \text{ Вт,}$$

где  $i$  – число людей (как указано в проекте);

$P$  – тепловой эквивалент, Вт (допустимое значение);

$\tau_{\text{пробывания}}$  – продолжительность пребывания людей, часов/сутки;

$$Q_{\text{персонала}} = (12 \cdot 450 \cdot 10) : 24 = 2\,250 \text{ Вт.}$$

#### 4.3.3.1.3. Теплоприток от освещения

$$Q_{\text{освещения}} = 5 \text{ Вт/м}^2 \cdot 952 \text{ м}^2 = 4\,760 \text{ Вт}$$

#### 4.3.3.1.4. Поток тепла от охлаждаемого продукта

$$Q_{\text{замораживания}} = (m \cdot c \cdot \Delta T) : 86\,400, \text{ кВт,}$$

где  $m$  – масса охлаждаемого продукта, кг/сутки;

$c$  – удельная теплоемкость после замораживания;

$\Delta T$  – разность температур, К.

$$\Delta T = 9 \text{ К;}$$

$$c = 1,85 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К};$$

$$Q_{\text{замораживания}} = (80\,000 \cdot 1,85 \cdot 9) : 86\,400 = 15,42 \text{ кВт} = \mathbf{15\,420 \text{ Вт}}.$$

#### 4.3.3.1.5. Теплоприток от вилочных погрузчиков

Технические характеристики погрузчика фирмы Junheinrich:

- грузоподъемность: 2 тонны;
- мощность тягового электродвигателя: 5 кВт;
- мощность подъемного электродвигателя: 7 кВт;
- относительная продолжительность включения: 25% от 7 кВт (регламентация VDI 2198 – Союз немецких инженеров)  $\tau_{\text{раб}}$ , часов/сутки (круглосуточно).

$$Q_{\text{погрузчика 1}} = (i \cdot P \cdot \tau_{\text{раб}}) : 24, \text{ кВт}.$$

$$Q_{\text{погрузчика 1}} = \frac{1 \cdot (5 + 1,75) \cdot 10}{24} = 2,812 \text{ кВт} = \mathbf{2\,812 \text{ Вт}}.$$

Технические характеристики погрузчика фирмы Wagner:

- грузоподъемность: 1,5 тонны;
- мощность тягового э/двигателя: 2 кВт;
- $\tau_{\text{раб}}$ , часов/сутки (круглосуточно).

$$Q_{\text{погрузчика 2}} = (i \cdot P \cdot \tau_{\text{раб}}) : 24, \text{ кВт}.$$

$$Q_{\text{погрузчика 2}} = (8 \cdot 2 \cdot 10) : 24 = 6,66 \text{ кВт} = \mathbf{6\,666 \text{ Вт}}.$$

$$Q_{\text{погрузчика общ}} = 2\,810 \text{ Вт} + 6,666 \text{ Вт} = 9\,476 \text{ Вт}.$$

#### 4.3.3.1.6. Теплоприток в результате воздухообмена

$$Q_{\text{теплообмена}} = m_L \cdot \Delta h, \text{ кВт при: } V_L = V_R \cdot n, \text{ м}^3/\text{сутки}.$$

$$V_L = 8\,658 \cdot 0,76 = 6\,512 \text{ м}^3/\text{сутки}; n = \frac{70}{\sqrt{V_R}} \text{ в сутки}.$$

$$\text{При } n = \frac{70}{\sqrt{8568}} = 0,76; V_R - \text{объем камеры в м}^3 V_R = 8\,568 \text{ м}^3.$$

$$m_L = \frac{V_L \cdot \rho_L}{86\,400 \text{ с/сутки}}, \text{ кг/с},$$

где  $\rho_L$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\Delta h$  – разность энтальпий, кДж/кг.

$$m_L = \frac{6512 \cdot 1,43}{86\,400 \text{ с/сутки}} = 0,1078 \text{ кг/с}.$$

Расчет плотности воздуха при  $t_R = -27^\circ\text{C}$ , с плотностью воздуха 1,2930 кг/м<sup>3</sup> при  $0^\circ\text{C}$ :

$$\rho = \frac{1,2930}{1 + \frac{-27}{273,15}} = 1,43 \text{ кг/м}^3.$$

$$Q_{\text{теплообмена}} = 0,1078 \text{ кг/с} \cdot 30 \text{ кДж/кг} = 3,233 \text{ кДж/с} = \text{кВт}.$$

$$Q_{\text{теплообмена}} = \mathbf{3\,233 \text{ Вт}}.$$

**Сводная таблица расхода холода:**

$Q_E$	= 20 450 Вт;
$Q_{\text{персонала}}$	= 2 250 Вт;
$Q_{\text{освещения}}$	= 4 760 Вт;
$Q_{\text{замораживания}}$	= 15 420 Вт;
$Q_{\text{вилочного погрузчика}}$	= 9 478 Вт;
$Q_{\text{воздухообмена}}$	= 3 233 Вт.
$Q_{\text{общ}}$	= 55 591 Вт.

При пересчете на 18-часовой рабочий день холодильной установки получаем: холодопроизводительность  $Q_0 = \frac{55\,591 \text{ Вт} \cdot 24 \text{ часа} \cdot \text{число суток}}{18 \text{ часов} \cdot \text{число суток}} = 74\,121 \text{ Вт}$ .

**4.3.3.2. Помещение для подготовки холодильных контейнеров**

Длина: 11 метров;	Теплоизоляция, полиуретан $\delta = 160$ мм;
Ширина: 6,5 метра;	$k = 0,12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ;
Высота: 9 метров;	$t_R = +32^\circ\text{C}$ ;
(внутренние размеры после изоляции)	$t_a = +32^\circ\text{C}$ ;
площадь $F = 71,5 \text{ м}^2$ ;	добавка на плоскую крышу +10 К;
объем $V_R = 643,5 \text{ м}^3$ ;	дает в итоге: $t_a = +42^\circ\text{C}$ .

**4.3.3.2.1. Теплопритоки через ограждения помещения**

$Q_{\text{Е стены 1}} = (11 \cdot 9) \text{ м}^2 \cdot 0,12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot 0 = 0$ ;
$Q_{\text{Е стены 2}} = (6,5 \cdot 9) \text{ м}^2 \cdot 0,12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot 59 \text{ К} = 414 \text{ Вт}$ ;
$Q_{\text{Е стены 3}} = (11 \cdot 9) \text{ м}^2 \cdot 0,12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot 45 \text{ К} = 535 \text{ Вт}$ ;
$Q_{\text{Е стены 4}} = (6,5 \cdot 9) \text{ м}^2 \cdot 0,12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot 27 \text{ К} = 190 \text{ Вт}$ ;
$Q_{\text{Е пола}} = (11 \cdot 6,5) \text{ м}^2 \cdot 0,17 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot 37 \text{ К} = 450 \text{ Вт}$ ;
$Q_{\text{Е крыши}} = (11 \cdot 6,5) \text{ м}^2 \cdot 0,12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot 70 \text{ К} = 600 \text{ Вт}$ .

$$Q_{\text{Е общ. подготовит. помещения}} = 2\,189 \text{ Вт}.$$

**4.3.3.2.2. Теплоприток от обслуживающего персонала**

$Q_{\text{персонала}} = 1\,125 \text{ Вт}$ .  
Расчет, как в п. 4.3.3.1.2, но предполагается пребывание только 6 лиц.

**4.3.3.2.3. Теплоприток от освещения**

$Q_{\text{освещения}} = 360 \text{ Вт}$ .  
Расчет, как в п. 4.3.3.1.3.

**4.3.3.2.4. Теплоприток от работы вилочного погрузчика**

$Q_{\text{погрузчика}}$ : отпадает.

**4.3.3.2.5. Теплоприток в результате воздухообмена**

$Q_{\text{воздухообмена}} = 882 \text{ Вт}$ .  
Расчет, как в п. 4.3.3.1.6.

**4.3.3.2.6. Теплоприток от охлаждаемого продукта****Примечание:**

В подготовительное помещение продукт поступает из низкотемпературного склада обычно уже с температурой  $-27^\circ\text{C}$ . И все же для большей уверенности проведем здесь дополнительное вычисление. Низкотемпературный контейнер на катках обладает опорной поверхностью около  $0,50 \text{ м}^2$  и вмещает почти 80 кг быстрозамороженного продукта.

Допустим, мы имеем:  
2 низкотемпературных контейнера на катках на каждый квадратный метр площади;

Мороженный продукт: 160 кг/м<sup>2</sup>;

$$\Delta T_{\text{морож. продукта}} = 5 \text{ К}$$

$$c = 1,85 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}.$$

$$Q_{\text{морож. продукта}} = \frac{160 \text{ кг} \cdot 71,5 \text{ м}^2 \cdot 1,85 \text{ кДж} \cdot 5 \text{ К}}{\text{м}^2 \cdot 86 \text{ 400 с} \cdot \text{кг} \cdot \text{К}} = 1,225 \text{ кДж/с}.$$

$$Q_{\text{продукта}} = 1 \text{ 225 Вт}.$$

**Сводная таблица расчета холода:**

$$Q_{\text{Е}} = 2 \text{ 189 Вт};$$

$$Q_{\text{персонала}} = 1 \text{ 125 Вт};$$

$$Q_{\text{освещения}} = 360 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{воздухообмена}} = 882 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{морож. продукта}} = 1 \text{ 225 Вт}.$$

$$Q_{\text{общ}} = 5 \text{ 781 Вт}.$$

При пересчете на 18-часовой рабочий день холодильной установки получаем:

$$Q_0 = \frac{5 \text{ 781 Вт} \cdot 24 \text{ часа} \cdot \text{сутки}}{18 \text{ часов} \cdot \text{сутки}} = 7 \text{ 708 Вт}.$$

#### 4.3.3.3. Камера предварительного охлаждения контейнеров

Длина: 17 метров;

Ширина: 8 метров;

Высота: 4,5 метра;

(внутренние размеры после изоляции)

площадь  $F = 136 \text{ м}^2$ ;

объем  $V_{\text{R}} = 612 \text{ м}^3$ ;

Теплоизоляция, полиуретан  $\delta = 160 \text{ мм}$ ;

$k = 0,12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ;

$t_{\text{R}} = -27^\circ\text{C}$ ;

$t_{\text{a}} = +32^\circ\text{C}$ ;

добавка на плоскую крышу  $+10 \text{ К}$ ;

дает в итоге:  $t_{\text{a}} = +42^\circ\text{C}$ .

##### 4.3.3.3.1. Теплопритоки через ограждения камеры

$$Q_{\text{Е стены 1 - 1-я часть}} = (4,5 \cdot 4,5) \text{ м}^2 \cdot 0,12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot 47 = 114 \text{ Вт}.$$

$$Q_{\text{Е стены 1 - 2-я часть}} = (12,5 \cdot 4,5) \text{ м}^2 \cdot 0,12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot 27 = 182 \text{ Вт}.$$

$$Q_{\text{Е стены 2}} = (8 \cdot 4,5) \text{ м}^2 \cdot 0,12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot 59 \text{ К} = 255 \text{ Вт}.$$

$$Q_{\text{Е стены 3}} = 0.$$

$$Q_{\text{Е стены 4}} = (8 \cdot 4,5) \text{ м}^2 \cdot 0,12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot 45 \text{ К} = 194 \text{ Вт}.$$

$$Q_{\text{Е пола}} = (17 \cdot 8) \text{ м}^2 \cdot 0,17 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot 37 \text{ К} = 855 \text{ Вт}.$$

$$Q_{\text{Е потолка}} = (17 \cdot 8) \text{ м}^2 \cdot 0,12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \cdot 62 \text{ К} = 1 \text{ 012 Вт}.$$

$$Q_{\text{Е общ}} = 2 \text{ 612 Вт}.$$

##### 4.3.3.3.2. Теплоприток от обслуживающего персонала

$$Q_{\text{персонала}} = 1 \text{ 125 Вт см. п. 4.3.3.2.2}.$$

##### 4.3.3.3.3. Теплоприток от освещения

$$Q_{\text{освещения}} = 680 \text{ Вт см. п. 4.3.3.2.3}.$$

##### 4.3.3.3.4. Теплоприток от работы вилочного погрузчика

$$Q_{\text{погрузчика}} = 3 \text{ 159 Вт здесь достаточно } 1/3 \text{ мощности из п. 4.3.3.1.5}.$$

##### 4.3.3.3.5. Теплоприток в результате воздухообмена

$$Q_{\text{воздухообмена}} = 860 \text{ Вт расчет идентичен п. 4.3.3.1.6}$$



**4.3.3.3.6. Теплоприток от охлаждаемого продукта**

$Q_{\text{продукта}} = 9\,435 \text{ Вт}$  расчет, как в п. 4.3.3.2.6 – при условии использования для приемки товара до 3/4 площади ( $F = 102 \text{ м}^2$ );  $\Delta T = 27 \text{ К}$ .

**Сводная таблица расхода холода:**

$Q_E$	= 2 612 Вт;
$Q_{\text{персонала}}$	= 1 125 Вт;
$Q_{\text{освещения}}$	= 680 Вт;
$Q_{\text{погрузчика}}$	= 3 159 Вт;
$Q_{\text{воздухообмена}}$	= 860 Вт;
$Q_{\text{охлаждаемого продукта}}$	= 9 435 Вт.

$$Q_{\text{общ}} = 17\,871 \text{ Вт.}$$

При пересчете на 18-часовой рабочий день холодильной установки получаем:

$$Q_o = \frac{17\,871 \text{ Вт} \cdot 24 \text{ часа} \cdot \text{сутки}}{18 \text{ часов} \cdot \text{сутки}} = 23\,828 \text{ Вт.}$$

Общая требуемая холодопроизводительность:

$$Q_{o \text{ общ}} = 74\,121 + 7\,708 + 23\,828 = 105\,657 \text{ Вт.}$$

**4.3.3.3.7. Сводная таблица расхода холода**

Таблица 4.20

$t_r = -27^\circ\text{C}$	Низкотемпературный склад	Помещение для подготовки охлаждаемых контейнеров	Камера предварительного охлаждения
Теплоприток через ограждения	20 450 Вт	2 189 Вт	2 612 Вт
Теплоприток от персонала	2 250 Вт	1 125 Вт	1 125 Вт
Теплоприток от освещения	4 760 Вт	360 Вт	680 Вт
Теплоприток от работающего вилочного погрузчика	9 478 Вт	–	3 159 Вт
Теплоприток при воздухообмене	3 233 Вт	882 Вт	860 Вт
Теплоприток от охлаждаемого продукта	15 420 Вт	1 225 Вт	9 435 Вт
Общий тепловой поток	55 591 Вт	5 781 Вт	17 871 Вт
Холодопроизводительность	74 121 Вт	7 708 Вт	23 828 Вт

**4.3.4. Выбор испарителей****4.3.4.1. Испарители для низкотемпературного склада**

На складе замороженный продукт до самого потолка укладывается штабелями на описанных высоких стеллажах. В результате определенного размещения таких стеллажей образуется три прохода (проезда). В конце каждого из них на потолке располагаются напротив друг друга по два испарителя-воздухоохладителя.

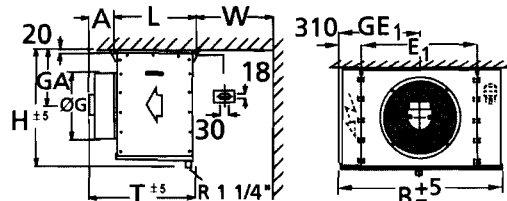
**Рис. 4.48.** Основные параметры воздухоохладителя Küba SGB 63-F41.  
Изделие № 3052.63-41

Холодопроизводительность $Q_o$ , кВт	Температура в камере $t_r$ , °C	Температура кипения $t_o$ , °C	Разность температур $\Delta T$ , К	Температура всасывания $t_{\text{об}}$ , °C	Хладагент	Число оборотов, $n$ (в мин)
13,50	-27,0	-35,0	8,0	-29,0	R507	880

Рис. 4.48. Основные параметры воздухоохладителя Küba SGB 63-F41. Изделие № 3052.63-41 (окончание)

Технические характеристики		
Объемный расход воздуха: 8600 м <sup>3</sup> /час	Расчет оборудования на основе числа об. 880 в мин	Эл. оттаивание:
Дальность обдува: 35,0 м	$Q_o (\Delta T = 7,7 \text{ K}): 13,00 \text{ кВт}$	Корпус: кВт
Площадь: 65,1 м <sup>2</sup>	$t_{oi} (\Delta T = 7,7 \text{ K}): -29,7^\circ\text{C}$	Ванна: кВт
Расстояние между ребрами: 7,0 мм	$t_o (\Delta T = 7,7 \text{ K}): -34,7^\circ\text{C}$	Всего: кВт
Емкость трубы: 15,5 л		
Вентилятор(ы)		
1 шт.: 400±10% В -3-50/60 Гц IP44	<b>Рабочие характеристики вентилятора:</b>	<b>Данные двигателя на фирменной табличке вентилятора:</b>
Диаметр лопасти: 630 мм	Режим работы: 50 Гц	Режим работы: 50 Гц
Температурный диапазон: -40 до +45°C	Число оборотов: 919 в мин	Число оборотов: 880 в мин
Звуковая мощность: 75 дБ (А)	Производительность: 539 Вт	Мощность: 680 Вт
$L_{pa}$ на расстоянии 10 м: 44 дБ(А)	Потребление тока: 1,38 А	Потребление тока: 1,60 А
Звуковое давление $L_{pa}$ относится к варианту монтажа под открытым небом (согласно ДИН 45635)		
Размеры и масса		Материалы
Присоединение на входе: 15* мм	Вес нетто: 180,0 кг	Трубы: медь
Присоединение на выходе: 28 мм	Вес брутто: 261,0 кг	Ребра: алюминий
		Корпус: оцинкованная сталь RAL 9018
* многоточечный впрыск через распределитель Küba-CAL		Версия: 2002.031

H = 1018 мм  
 B = 1820 мм  
 T = 931 мм  
 L = 729 мм  
 F = -  
 A = 220 мм  
 W = 600 мм  
 E1 = 1254 мм; GE1 = 883 мм



Размер паковки по высоте H = 1290 мм, по ширине B = 2144 мм, по глубине T = 1200 мм. Ссылки на исполнение с учетом отклонений от заданных размеров в разных вариантах и опциях приведены в каталоге. Просим также соблюдать наши общие указания по монтажу и эксплуатации. Если для регулирования числа оборотов используется преобразователь частоты, необходимо выполнять соответствующие предписания.

$$Q_{o \text{ общ}} = 74,121 \text{ кВт}$$

$$Q_{o \text{ Vda}} = 74,121 : 6 = 12,35 \text{ кВт на каждый испаритель}$$

Выбираем воздухоохладитель высокой производительности фирмы Küba (серия специально для производственных помещений) типа SGB63-F41 с расстоянием между пластинами 7 мм (см. также рекомендации касательно области применения при иных расстояниях между пластинами).

Результат выбора: см. распечатку программной версии 2001/03 фирмы Küba.

Испаритель SGB63-F41 обладает вентилятором с двигателем мощностью  $P = 680 \text{ Вт}$ . Этот параметр должен учитываться при последующей проверке.

$$P_{\text{вентилятора}} = 0,68 \text{ кВт} \cdot 6 \text{ вентиляторов} = 4,08 \text{ кВт}$$

$$Q_{o \text{ общ}} = 74,121 + 4,08 = 78,20 \text{ кВт}$$

Производительность каждого испарителя: 78,20 кВт : 6 испарителей = 13,03 кВт.  
В заданных условиях SGB63-F41 надежно обеспечивает  $Q_o = 13,50$  кВт, следовательно, наш выбор сделан правильно!

#### 4.3.4.2. Испарители для камеры предварительного охлаждения контейнеров

$$Q_{o \text{ общ}} = 23,828 \text{ кВт.}$$

$$Q_{o \text{ Vda}} = 23,828 : 2 = 11,91 \text{ кВт на каждый испаритель.}$$

Согласно расчетной программе, при одинаковых проектных данных делается выбор в пользу испарителя Küba SGB63-F41.

Испаритель SGB63-F41 обладает вентилятором с двигателем мощностью  $P = 680$  Вт. Этот параметр должен учитываться при последующей проверке.

$$P_{\text{вентилятора}} = 0,68 \text{ кВт} \cdot 2 \text{ вентилятора} = 1,36 \text{ кВт.}$$

$$Q_{o \text{ общ}} = 23,828 + 1,36 = 25,19 \text{ кВт.}$$

Производительность каждого испарителя: 25,19 кВт : 2 испарителя = 12,60 кВт.

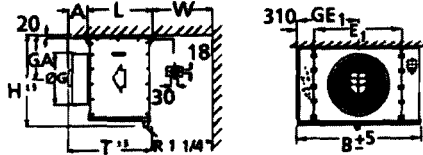
В заданных условиях SGB63-F41 надежно обеспечивает  $Q_o = 13,50$  кВт, следовательно, и здесь выбор абсолютно оправдан.

Рис. 4.49. Основные параметры воздухоохлаждителя Küba SGB 56-F41.  
Изделие № 3052.56-41

Холодопроизводительность $Q_o$ , кВт	Температура в камере $t_r$ , °C	Температура кипения $t_o$ , °C	Разность температур $\Delta T$ , К	Температура всасывания $t_{oh}$ , °C	Хладагент	Число оборотов, л (в мин)
10,97	-27,0	-35,0	8,0	-29,8	R507	1350
<b>Технические характеристики</b>						
Объемный расход воздуха: 7900 м <sup>3</sup> /час	Расчет оборудования на основе числа об. 1350 в мин		Эл. оттаивание:			
Дальность обдува: 30,0 м	Расчет оборудования на основе числа об. 1350 в мин		Корпус: кВт			
Площадь: 48,2 м <sup>2</sup>	$Q_o$ ( $\Delta T = 7,3$ К): 10,00 кВт		Ванна: кВт			
Расстояние между ребрами: 7,0 мм	$t_{oh}$ ( $\Delta T = 7,3$ К): -29,6°C		Всего: кВт			
Емкость трубы: 11,61 л	$t_o$ ( $\Delta T = 7,3$ К): -34,3°C					
<b>Вентилятор(ы)</b>						
1 шт.: 400±10% В -3-50/60 Гц; IP44	<b>Рабочие характеристики вентилятора:</b>		<b>Данные двигателя на фирменной табличке вентилятора:</b>			
Диаметр лопасти: 560 мм	Режим работы: 50 Гц		Режим работы: 50 Гц			
Температурный диапазон: -40 до +45°C	Число оборотов: 1338 в мин		Число оборотов: 1350 в мин			
Звуковая мощность: 85 дБ (А)	Производительность: 813 Вт		Мощность: 1400 Вт			
$L_{pa}$ на расстоянии 10 м: 54 дБ(А)	Потребление тока: 1,78 А		Потребление тока: 2,50 А			
Звуковое давление $L_{pa}$ относится к варианту монтажа под открытым небом (согласно ДИН 45635)						
<b>Размеры и масса</b>			<b>Материалы</b>			
Присоединение на входе: 10* мм	Вес нетто: 142,0 кг		Трубы: медь			
Присоединение на выходе: 28 мм	Вес брутто: 197,0 кг		Ребра: алюминий			
			Корпус: оцинкованная сталь RAL 9018			
* многоточечный впрыск через распределитель Küba-CAL			Версия: 2002.031			

Рис. 4.49. Основные параметры воздухоохладителя Küba SGB 56-F41. Изделие № 3052.56-41 (окончание)

H = 918 мм  
 B = 1620 мм  
 T = 906 мм  
 L = 704 мм  
 F = —  
 A = 220 мм  
 W = 550 мм  
 E1 = 1054 мм; GE1 = 783 мм



Размер паковки по высоте H = 1170 мм, по ширине B = 1944 мм, по глубине T = 1150 мм. Ссылки на исполнение с учетом отклонений от заданных размеров в разных вариантах и опциях приведены в каталоге. Просим также соблюдать наши общие указания по монтажу и эксплуатации. Если для регулирования числа оборотов используется преобразователь частоты, необходимо действовать в соответствии с имеющимися предписаниями.

#### 4.3.4.3. Испарители для камеры размещения и подготовки охлаждаемых контейнеров

$Q_{o \text{ общ}}$  = 7,708 кВт обеспечивается одним испарителем.

Выбор падает на модель SGB56-F41.

Испаритель SGB56-F41 располагает одним вентилятором с двигателем мощностью  $P = 1400$  Вт. Этот параметр должен учитываться при последующей проверке.

$P_{\text{вентилятора}}$  = 1,40 кВт.

$Q_{o \text{ общ}}$  = 7,71 кВт + 1,4 кВт = 9,11 кВт

В заданных условиях SGB56-F41 надежно обеспечивает  $Q_o = 10,97$  кВт.

#### 4.3.4.4. Итоговые данные

8 шт. — испарители фирмы Küba, серия для производственных помещений типа SGB63-F41.

1 шт. — испаритель фирмы Küba, серия для производственных помещений типа SGB56-F41.

Для всех 9 испарителей предусмотрена схема оттаивания с применением перегретого пара (включая оснащение обратным клапаном). Полная холодопроизводительность всех испарителей при заданных условиях:

$Q_{o \text{ общ. всех испарителей}}$  = 8 · 13,50 + 1 · 10,97 = 118,97 кВт = 119 кВт.

#### 4.3.5. Выбор одноступенчатого поршневого компаунд-компрессора

По данным технического паспорта изготовителя (раздел «Комбинированные низкотемпературные холодильные установки») выбирается компаунд-компрессор типа VPM500-4090 с отводом масла на стороне всасывания (патент Linde) (см. табл. 4.21–4.22).

**Технические характеристики:**

5 компрессоров типа 6F-20.2Y фирмы Bitzer с параметрами:

R 507,  $t_o = -37^\circ\text{C}$ ,  $t_c = 40^\circ\text{C}$ ;

$Q_o = 122,70$  кВт;

$P_{\text{кл}}$  (мощность на зажимах) = 84,89 кВт (учтено значение  $\Delta T = 2$  К для перепада давления во всасывающем трубопроводе!).

#### 4.3.6. Выбор винтового компаунд-компрессора

Изготовитель этой комбинированной установки типа TP-3-F-120.6-E сообщает, в частности, следующие технические особенности своего изделия:

3 полугерметичных винтовых компрессора типа HSN 6461-15 фирмы Bitzer, каждый из которых обладает собственным маслоохладителем с воздушным охлаждением и индивидуальной схемой экономайзера (см. рис. 4.50).

Таблица 4.21. Холодопроизводительность комбинированной низкотемпературной установки, без переохлаждения жидкости, компрессоры фирмы Bitzer, хладагент R 404

№ п/п	Тип Компрессор	Холодопроизводительность, кВт, при температуре конденсации 40°C																
		Кол-во (шт.)	Тип	$t_c, t_s$	-25	-27	-29	-30	-32	-34	-35	-36	-37	-39	-40	-41	-43	-45
1	VPP 300-4641	3	4FC-3.2Y	20	15,20	13,64	12,20	11,52	10,30	9,14	8,59	8,05	7,53	6,53	6,05	5,60	4,73	3,92
2	VPM 300-4661	3	4EC-4.2Y	20	19,25	17,36	15,60	14,77	13,23	11,76	11,06	10,38	9,71	8,45	7,85	7,26	6,16	5,13
3	VPP 300-4681	3	4DC-5.2Y	20	23,27	20,99	18,83	17,80	15,77	13,90	13,04	12,21	11,43	9,99	9,33	8,71	7,61	6,67
4	VPM 300-4701	3	4CC-6.2Y	20	27,90	25,34	22,88	21,69	19,69	17,18	16,13	15,11	14,13	12,26	11,37	10,51	8,90	7,41
5	VPM 300-4210	3	4T-8.2Y	25	36,40	32,94	29,68	28,12	25,15	22,36	21,04	19,76	18,53	16,20	15,11	14,06	12,10	10,32
6	VPM 300-4230	3	4P-10.2Y	25	42,86	38,68	34,75	32,88	29,33	25,99	24,41	22,88	21,40	18,61	17,30	16,04	13,69	11,55
7	VPM 300-4250	3	4H-12.2Y	25	50,89	46,06	41,51	39,33	35,21	31,35	29,51	27,73	26,02	22,78	21,26	19,80	17,06	14,58
8	VPM 300-4270	3	4I-13.2Y	25	58,49	53,06	47,93	45,48	40,83	36,45	34,36	32,33	30,38	26,66	24,90	23,21	20,06	17,12
9	VPM 300-4010	3	4H-15.2Y	25	68,29	62,00	56,07	53,24	47,86	42,80	40,38	38,05	35,79	31,50	29,48	27,53	23,87	20,52
10	VPM 300-4030	3	4G-20.2Y	25	78,79	71,62	64,85	61,61	55,48	49,69	46,93	44,26	41,68	36,77	34,45	32,22	28,01	24,16
11	VPM 300-4290	3	6J-22.2Y	25	87,75	79,64	71,96	68,29	61,30	54,71	51,57	48,53	45,59	40,02	37,39	34,86	30,09	25,74
12	VPM 300-4050	3	6H-25.2Y	25	102,40	93,01	84,12	79,87	71,83	64,24	60,62	57,12	53,74	47,31	44,28	41,36	35,86	30,84
13	VPM 300-4070	3	6G-30.2Y	25	118,30	107,50	97,26	92,39	83,23	74,58	70,45	66,44	62,57	55,19	51,69	48,32	41,97	36,12
14	VPM 300-4090	3	6F-40.2Y	25	140,60	127,70	115,50	109,70	98,56	88,10	83,12	78,30	73,66	64,86	60,72	56,74	49,28	42,48
15	VPM 300-4071	4	6G-30.2Y	25	157,80	143,30	129,70	123,20	111,00	99,44	93,93	88,59	83,42	73,59	68,93	64,43	55,96	48,16
16	VPM 400-4090	4	6F-40.2Y	25	187,40	170,30	154,00	146,20	131,40	117,40	110,80	104,40	98,21	86,48	80,96	75,65	65,70	56,65
17	<b>VPM 500-4090</b>	<b>5</b>	<b>6F-40.2Y</b>	<b>25</b>	<b>234,30</b>	<b>212,80</b>	<b>192,50</b>	<b>182,80</b>	<b>164,20</b>	<b>146,80</b>	<b>138,50</b>	<b>130,50</b>	<b>122,70</b>	<b>108,10</b>	<b>101,20</b>	<b>94,56</b>	<b>82,13</b>	<b>70,81</b>
18	VPM 600-4090	6	6F-40.2Y	25	281,20	255,40	231,10	219,40	197,10	176,20	166,20	156,60	147,30	129,70	121,40	113,50	98,56	84,97

Примечание: Приведенные данные учитывают повышение производительности на 3% в результате естественного переохлаждения жидкости.

$t_{c1}$  — температура всасываемого компрессором газа.

Таблица 4.22. Мощность, потребляемая комбинированной низкотемпературной установкой, без переохлаждения жидкости, компрессоры фирмы Bitzer, хладагент R 404A

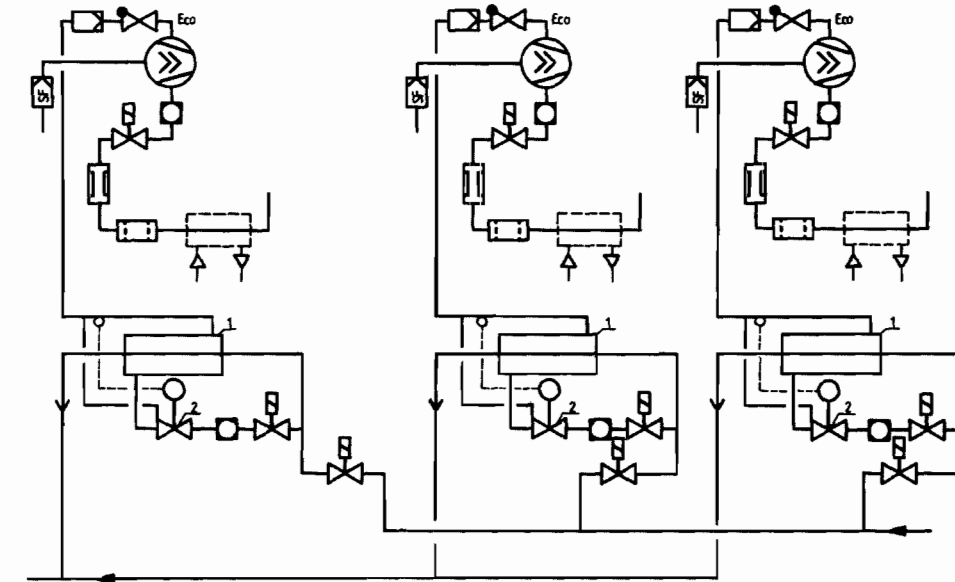
№ п/п	Тип Компрессор	Мощность на зажимах, кВт, при температуре конденсации 40°C																	
		Кол-во (шт.)	Тип	$t_1$	$t_2$	-25	-27	-29	-30	-32	-34	-35	-36	-37	-39	-40	-41	-43	-45
1	VPM 300-4641	3	4FC-3.2Y	20	9,00	8,46	7,93	7,68	7,20	6,70	6,45	6,19	5,93	5,40	5,13	4,85	4,29	3,72	
2	VPM 300-4641	3	4EC-4.2Y	20	11,07	10,51	9,94	9,66	9,10	8,52	8,22	7,91	7,59	6,94	6,60	6,25	5,54	4,80	
3	VPM 300-4681	3	4DC-5.2Y	20	13,47	12,73	11,99	11,61	10,81	10,04	9,56	9,29	8,92	8,21	7,86	7,52	6,85	6,21	
4	VPM 300-4701	3	4CC-6.2Y	20	15,96	15,18	14,38	13,98	13,16	12,31	11,88	11,44	10,99	10,07	9,60	9,12	8,14	7,14	
5	VPM 300-4210	3	4T-8.2Y	25	19,35	18,39	17,41	16,92	15,51	14,90	14,40	13,89	13,38	12,36	11,85	11,33	10,30	9,27	
6	VPM 300-4230	3	4P-10.2Y	25	22,59	21,35	20,10	19,47	18,18	16,88	16,23	15,57	14,91	13,59	2,93	12,26	10,92	9,57	
7	VPM 300-4250	3	4H-12.2Y	25	26,82	25,42	24,00	23,28	21,82	20,36	19,62	18,87	16,13	16,62	5,87	15,11	13,57	12,03	
8	VPM 300-4270	3	4J-13.2Y	25	30,54	28,94	27,33	26,52	24,88	23,22	22,38	21,53	20,68	18,96	18,09	17,21	15,44	13,65	
9	VPM 300-4010	3	4H-15.2Y	25	35,67	33,83	31,98	31,05	29,17	27,27	26,31	25,34	24,37	22,42	20,42	18,41	16,38		
10	VPM 300-4030	3	4G-20.2Y	25	41,79	39,68	37,55	36,48	34,31	32,12	31,02	29,91	28,79	26,54	25,41	24,27	21,97	19,65	
11	VPM 300-4290	3	6J-22.2Y	25	45,84	43,43	41,00	39,78	37,32	34,82	33,57	32,30	31,03	28,47	27,18	25,88	23,26	20,61	
12	VPM 300-4050	3	6H-25.2Y	25	53,55	50,80	48,02	46,62	43,80	40,95	39,51	38,06	36,60	33,65	32,16	30,66	27,63	24,57	
13	VPM 300-4070	3	6G-30.2Y	25	62,73	59,56	56,36	54,75	51,50	48,21	46,56	44,89	43,21	39,83	38,13	36,41	32,95	29,46	
14	VPM 300-4090	3	6F-40.2Y	25	74,67	70,79	66,88	64,92	60,95	56,96	54,96	52,95	50,93	46,88	44,85	42,81	38,71	34,59	
15	VPM 400-4070	4	6G-30.2Y	25	83,64	79,42	75,15	73,00	68,67	64,29	62,08	59,86	57,62	53,11	50,84	48,55	43,94	39,28	
16	VPM 400-4090	4	6F-40.2Y	25	99,56	94,39	89,18	86,56	81,27	75,95	73,28	70,60	67,91	62,51	59,80	57,08	51,61	46,12	
17	VPM 500-4090	5	6F-40.2Y	25	124,40	118,00	111,50	108,20	101,60	94,94	91,60	88,25	84,89	78,14	74,75	71,35	64,52	57,65	
18	VPM 600-4090	6	6F-40.2Y	25	149,30	141,60	133,70	129,80	121,90	113,90	109,90	105,90	101,80	93,77	89,70	85,62	77,42	69,18	

+ дополнительный вентилятор для головки цилиндра:

в поз. 1-7 на каждый компрессор 32 Вт;

в поз. 8-18 на каждый компрессор 239 Вт;

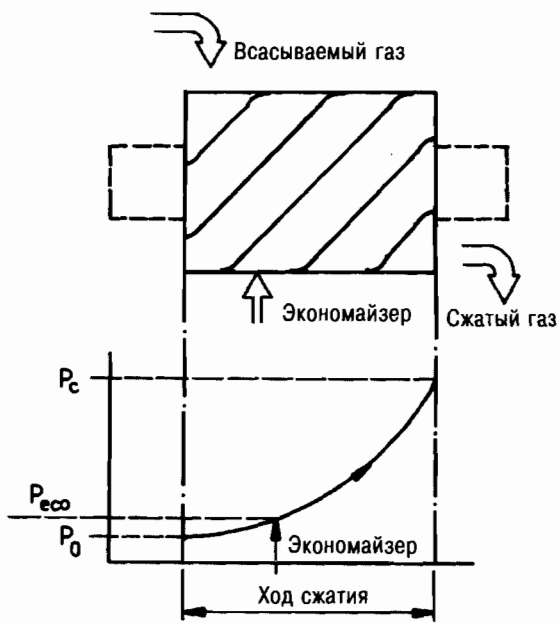
в поз. 1-18 не требуется, если VS2000 и  $t_1 \leq 0^\circ\text{C}$ .



Есо – экономайзер  
 1 – Переохладитель жидкости  
 2 – Расширительный клапан для переохладителя жидкости

Рис. 4.50.

Рис. 4.51.



При таком конструктивном исполнении на основе цикла переохлаждения заметно повышается как холодопроизводительность, так и КПД всей системы. В отличие от обратного принципа действия поршневого компрессора, процесс сжатия в случае винтового компрессора осуществляется исключительно в направлении течения.

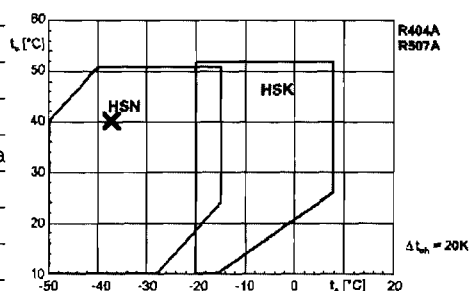




Технические характеристики (окончание)	
Присоединение всасывающего трубопровода	54 мм – 2 1/8"
Присоединение напорного трубопровода	42 мм – 1 1/8"
Переходник/запорный клапан для экономайзера	22 мм – 7/8"
Переходник для впрыска жидкости	16 мм – 5/8"
Присоединение охлаждающей воды	–
Заправка R22	B150SH, B100 (опция)
Заправка R134a/R404A/R507A	BSE170 (опция)
Контроль расхода масла OFC	опция
Защита сжатого газа от перегрева	стандарт
Снижение нагрузки при пуске	стандарт
Регулирование мощности	100–75–50% (стандарт)
Запорный клапан на стороне нагнетания	опция
Соединение экономайзера с запорным клапаном	опция
Защита электродвигателя	INT389R (стандарт)
Класс защиты	IP 54

#### Расчет компрессора: полугерметичные винтовые компрессоры

Заданные значения	Границы применения
Холодопроизводительность, кВт	35
Хладагент	R 507A
Температура кипения, °C	–37
Температура конденсации, °C	40
Режим работы	с экономайзером
Температура жидкости	автоматич. настройка
Макс. температура сжатого газа, °C	80
Перегрев всасываемого газа, K	10
Электропитание от сети	400 В –3–50 Гц
Полезный перегрев	100%



#### Результат

Тип компрессора	HSN6451-40	HSN6461-50
Холодопроизводительность, кВт	37,2	40,2
Холодопроизводительность*, кВт	33,2	40,8
Производительность испарителя, кВт	32,7	40,2
Потребляемая мощность*, кВт	28,5	33,5
Ток, А	48,5	54,6
Коэффициент мощности	1,15	1,20
Коэффициент мощности*	1,17	1,22
Массовый расход, низкое давление, кг/час	750	922
Массовый расход, высокое давление, кг/час	1208	1485
Режим работы	с экономайзером	ECO

\* При перегреве всасываемого газа 20 K и температуре жидкости  $t_{cu} = t_m + 10$  K.

### 4.3.7. Определение параметров трубопроводов для хладагента

#### 4.3.7.1. Всасывающий трубопровод для R 507

Рассмотрим всасывающий трубопровод низкотемпературного склада, проложенный от испарителей 1–3 и 4–5 к узлам А и В (см. рис. 4.52). Для определения поперечного сечения трубопровода используется широко применяемая на практике номограмма; при этом устанавливаются следующие параметры:

$$l_{\text{эв}} = l_{\text{геом}} + 50\% \text{ (возможно округление). Пример:}$$

$$l_{\text{эв}} = 7,0 \text{ м;}$$

$$l_{\text{фит}} = 7,0 \text{ м} + 50\% \text{ с расчетом на неизвестные фитинги} = 10,5 \text{ м.}$$

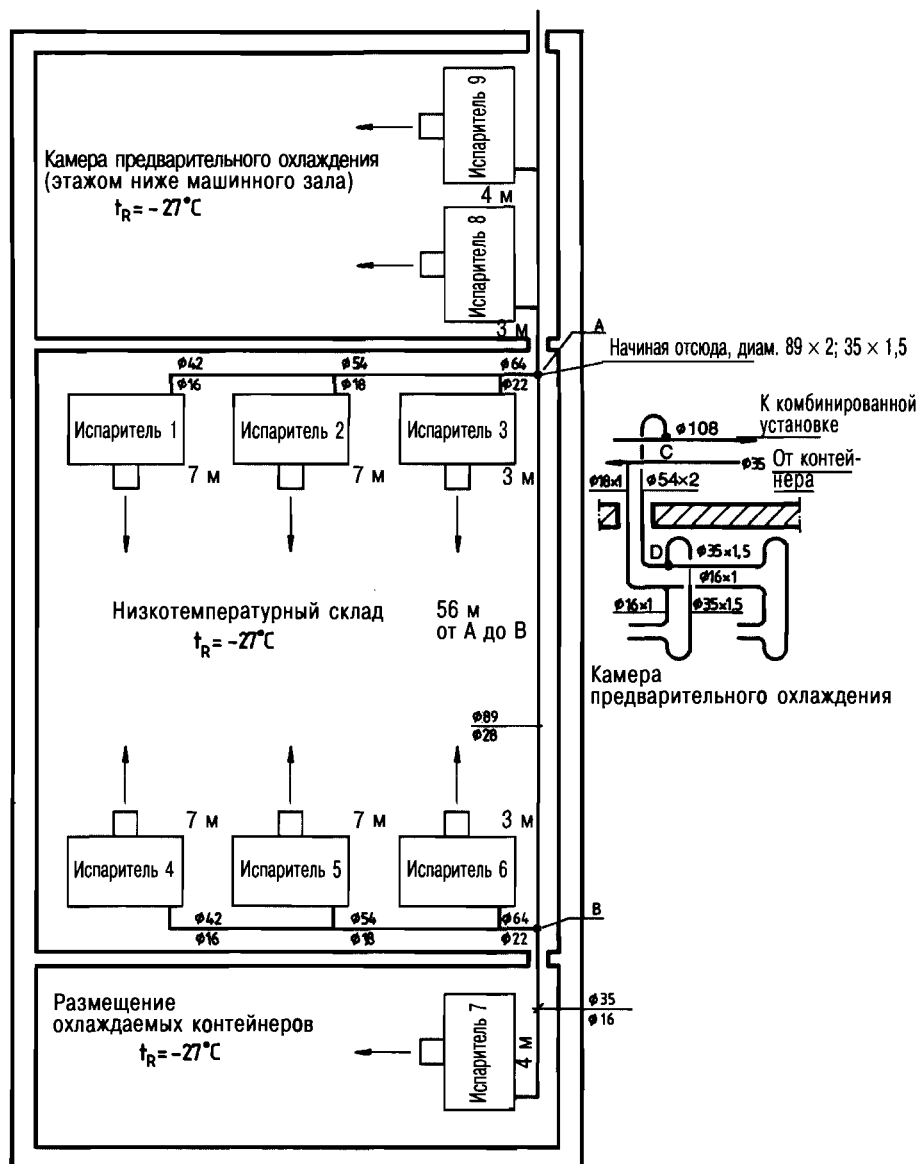


Рис. 4.52.

Вносим в диаграмму 10 метров.

#### 1-й участок

Для всасывающего трубопровода (SL) от Vda1 к узлу Vda2 получаем следующее:

$$l_{\text{геом}} = 7,0 \text{ м};$$

$$l_{\text{экв}} = 10,5 \text{ м}.$$

$$\text{Диаграмма} = 10 \text{ м}.$$

Решение:

1. От точки «длина трубопровода 10 м» влево к точке пересечения с линией «температура испарения  $-35^{\circ}\text{C}$ ».

2. От указанной выше точки пересечения вертикально вверх к точке пересечения с линией «эквивалентный перепад давления 1,0 К».

3. От этой точки пересечения опять влево к точке пересечения с линией, спускающейся вертикально сверху. Со ссылкой на используемый в номограмме пример расчета последняя точка пересечения также обозначена буквой G.

4. От точки «температура конденсации  $+40^{\circ}\text{C}$ » вертикально вверх к точке пересечения с линией «температура кипения  $-35^{\circ}\text{C}$ ».

5. От указанной выше точки пересечения идем вправо к точке пересечения с обозначенной кривой, начинающейся в месте указания холодопроизводительности – в данном случае  $Q_0 = 13,5 \text{ кВт}$  на верхней оси абсцисс.

6. От этой точки пересечения вертикально вниз до точки G (см. п. 3).

7. Выбирается ближайший больший по размеру или, если «обратный контроль» не показывает существенно более высокого «перепада давления в К», ближайший меньший по размеру диаметр трубопровода.

8. Результат:  $d_a = 42 \times 1,5 \text{ мм}$ .

#### 2-й участок

Всасывающий трубопровод от узла Vda2 к узлу Vda3.

Принцип действия здесь идентичен описанному в п. 4.3.7.1, за исключением:  $Q_0 = 27 \text{ кВт}$  (суммируются производительности Vda1 и Vda2).

$$l_{\text{геом}} = 7,0 \text{ м};$$

$$l_{\text{экв}} = 7,0 \text{ м} + 50\% = 10,5 \text{ м} \quad \text{номограмма: } 10 \text{ м}.$$

$$\text{Результат: } d_a = 54 \times 2 \text{ мм}.$$

#### 3-й участок

Всасывающий трубопровод от узла Vda3 к узлу A:

$$l_{\text{геом}} = 3 \text{ м}; \quad Q_0 = 40,5 \text{ кВт};$$

$$l_{\text{экв}} = 4,5 \text{ м}.$$

$$\text{Решение: } d_a = 64 \times 2 \text{ мм}.$$

#### 4-й участок

Поскольку расположение и производительность испарителей на противоположной стороне зала идентичны приведенным выше, мы имеем следующую картину:

$$\text{Vda4 к узлу Vda5: SL } d_a = 42 \times 1,5 \text{ мм};$$

$$\text{Vda5 к узлу Vda6: SL } d_a = 54 \times 2 \text{ мм};$$

$$\text{Vda6 к узлу B SL } d_a = 64 \times 2 \text{ мм}.$$

#### 5-й участок

Всасывающий трубопровод (SL) в камере размещения охлаждаемых контейнеров к узлу B (см. рис. 4.52):

$$l_{\text{геом}} = 4 \text{ м}; \quad Q_0 = 11 \text{ кВт};$$

$l_{\text{экв}} = 6 \text{ м}$   
 Решение:  $d_a = 35 \times 1,5 \text{ мм}$

**6-й участок**

Всасывающий трубопровод от узла В к узлу А:

$l_{\text{геом}} = 56 \text{ м};$   
 $l_{\text{экв}} = 84 \text{ м}$  (внести в номограмму в точке 80 м);  
 $Q_o = 51,5 \text{ кВт.}$   
 Решение:  $d_a = 89 \times 2 \text{ мм.}$

**7-й участок**

Всасывающий трубопровод от узла А к узлу С в машинном зале (см. рис. 4.53):

$l_{\text{геом}} = 5 \text{ м}$  (примерная оценка);  
 $l_{\text{экв}} = 7,5 \text{ м};$   
 $Q_o = 92 \text{ кВт.}$   
 Решение:  $d_a = 89 \times 2 \text{ мм}$  (по таблице).

**8-й участок**

Всасывающий трубопровод от соединения Vda9 к узлу D:

$l_{\text{геом}} = 4 \text{ м}$  (примерная оценка);  
 $l_{\text{экв}} = 6 \text{ м};$   
 $Q_o = 13,5 \text{ кВт.}$   
 Решение:  $d_a = 35 \times 1,5 \text{ мм.}$

**9-й участок**

Всасывающий трубопровод от соединения Vda8 к узлу D:

$l_{\text{геом}} = 2 \text{ м.}$   
 Решение:  $d_a = 35 \times 1,5 \text{ мм.}$

**10-й участок**

Всасывающий трубопровод от узла D к узлу С в машинном зале:

$l_{\text{геом}} = 5,5 \text{ м};$   
 $l_{\text{экв}} = 8,25 \text{ м}$  (внести в номограмму в точке 8 м);  
 $Q_o = 27 \text{ кВт.}$   
 Решение:  $d_a = 54 \times 2 \text{ мм.}$

**11-й участок**

Всасывающий трубопровод от узла С к соединению распределителя на стороне всасывания комбинированной холодильной установки:

$l_{\text{геом}} = 8,0 \text{ м};$   
 $l_{\text{экв}} = 12 \text{ м};$   
 $Q_o = 119 \text{ кВт.}$   
 Решение:  $d_a = 108 \times 2,5 \text{ мм.}$

**12-й участок**

Сводная таблица определяемых размеров труб для всасывающей линии.

Таблица 4.23. Размеры

$d_a$	35 × 1,5 мм	42 × 1,5 мм	54 × 2 мм	64 × 2 мм	89 × 2 мм	108 × 2 мм
	4	7	7	3	56	8
Длина, м	4	7	7	3	5	
	2		5,5			
Сумма, м	10	14	19,5	6	61	8

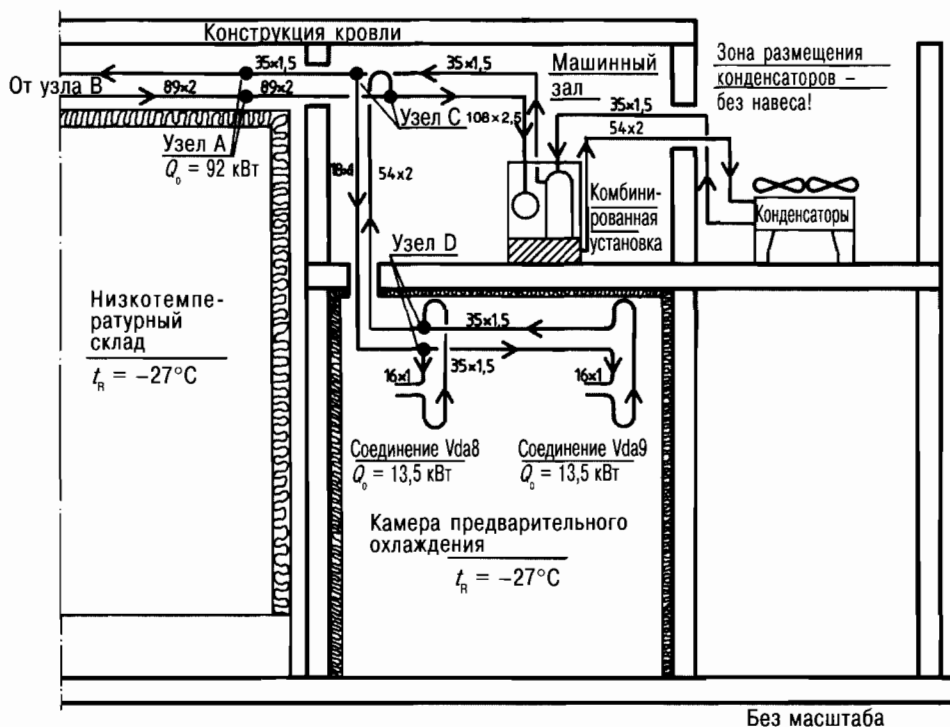


Рис. 4.53.

#### 4.3.7.2. Жидкостный трубопровод

Жидкостный трубопровод (F1) от коллектора к узлу С:

$$l_{\text{геом}} = 8 \text{ м};$$

$$l_{\text{экв}} = 12 \text{ м};$$

$$Q_0 = 120 \text{ кВт}.$$

**Примечание:** Для определения диаметра трубы для жидкостного трубопровода используется соответствующая номограмма. Способ работы с такой номограммой идентичен принципу определения параметров всасывающего трубопровода. (Исключение составляет лишь разность температур, которая, как показывает практика, равняется 0,5 К.)

Решение:  $d_{\text{выбран}} = 35 \times 1,5 \text{ мм}.$

##### 1-й участок

Жидкостный трубопровод от узла С к узлу D:

$$l_{\text{геом}} = 5,5 \text{ м};$$

$$l_{\text{экв}} = 8,25 \text{ м (внести в номограмму в точке 8 м)};$$

$$Q_0 = 27 \text{ кВт}.$$

Решение:  $d_a = 18 \times 1 \text{ мм}.$

##### 2-й участок

Жидкостный трубопровод от узла D к Vda8:

Выбрано:  $d_a = 16 \times 1 \text{ мм}; l_{\text{геом}} = 1,5 \text{ мм}.$

##### 3-й участок

Жидкостный трубопровод от узла D к Vda9:

$l_{\text{геом}} = 4 \text{ м (примерная оценка)};$

$l_{\text{экв}} = 6 \text{ м};$   
 $Q_o = 13,5 \text{ кВт.}$   
Решение:  $d_a = 16 \times 1 \text{ мм.}$

**4-й участок**

Жидкостный трубопровод от узла С к узлу А:

$l_{\text{геом}} = 5 \text{ м};$   
 $l_{\text{экв}} = 7,50 \text{ м};$   
 $Q_o = 92 \text{ кВт.}$   
Решение:  $d_a = 35 \times 1,5 \text{ мм.}$

**5-й участок**

Жидкостный трубопровод от узла А к Vda3:

$l_{\text{геом}} = 7 \text{ м};$   
 $l_{\text{экв}} = 10,50 \text{ м};$   
 $Q_o = 40,5 \text{ кВт.}$   
Решение:  $d_a = 22 \times 1 \text{ мм.}$

**6-й участок**

Жидкостный трубопровод от Vda3 к Vda2:

$l_{\text{геом}} = 7 \text{ м};$   
 $l_{\text{экв}} = 10,50 \text{ м};$   
 $Q_o = 27 \text{ кВт.}$   
Решение:  $d_a = 18 \times 1 \text{ мм.}$

**7-й участок**

Жидкостный трубопровод от Vda2 к Vda1:

$l_{\text{геом}} = 7 \text{ м};$   
 $l_{\text{экв}} = 10,50 \text{ м};$   
 $Q_o = 13,5 \text{ кВт.}$   
Решение:  $d_a = 16 \times 1 \text{ мм.}$

**8-й участок**

Жидкостный трубопровод от узла А к узлу В:

$l_{\text{геом}} = 56 \text{ м};$   
 $l_{\text{экв}} = 84 \text{ м};$   
 $Q_o = 48,5 \text{ кВт.}$   
Решение:  $d_a = 28 \times 1 \text{ мм.}$

**9-й участок**

Жидкостный трубопровод от узла В к Vda6:

Решение:  $d_a = 22 \times 1 \text{ мм.}$

**10-й участок**

Жидкостный трубопровод от Vda6 к Vda5:

Решение:  $d_a = 18 \times 1 \text{ мм.}$

**11-й участок**

Жидкостный трубопровод от Vda5 к Vda4:

Решение:  $d_a = 16 \times 1 \text{ мм.}$

**12-й участок**

Жидкостный трубопровод от узла В к Vda7:

Решение:  $d_a = 16 \times 1 \text{ мм.}$

Таблица 4.24. Сводная таблица установленных размеров труб для жидкостного трубопровода

$d_a$	16 × 1 мм	18 × 1 мм	22 × 1 мм	28 × 1,5 мм	35 × 1,5 мм
	7,0		7,0	56,0	5,0
Длина, м	7,0	7,0	7,0		
					8,0
	1,5	7,0			
	4,0	5,5			
	4,0				
Сумма, м	23,5	19,5	14,0	56,0	13,0

#### 4.3.7.3. Нагнетательный трубопровод

Нагнетательный трубопровод, проложенный от винтового компаунд-компрессора к воздушному конденсатору с осевым вентилятором:

$$l_{\text{геом}} = 15,0 \text{ м};$$

$$l_{\text{экв}} = 22 \text{ м};$$

$$Q_o = 120,6 \text{ кВт.}$$

Решение:  $d_a = 54 \times 2,0 \text{ мм}$  (выбрано).

#### 4.3.7.4. Трубопровод конденсаторный

Конденсаторный трубопровод от воздушного конденсатора с осевым вентилятором к коллектору комбинированной установки:

$$l_{\text{геом}} = 15,0 \text{ м};$$

$$l_{\text{экв}} = 22 \text{ м};$$

$$Q_o = 120,6 \text{ кВт.}$$

Решение:  $d_a = 35 \times 1,5 \text{ мм}$  (выбрано).

#### 4.3.8. Теплоизоляция Armaflex для всасывающего и жидкостного трубопроводов

– Всасывающий трубопровод выполняется с принятыми на практике низкотемпературных зон змеевиками серии «М», что соответствует номинальной толщине 19 мм.

– Для жидкостного трубопровода с учетом встроенного переохладителя жидкости выбрано исполнение с необходимыми здесь змеевиками серии «Н», что соответствует номинальной толщине 13 мм.

##### 4.3.8.1. Таблица требуемых длин трубопроводов

Таблица 4.25

10 м	М 35	23,5 м	Н 15
14 м	М 42	19,5 м	Н 18
19,5 м	М 54	14 м	Н 22
6 м	М 64	56 м	Н 28
61 м	М 89	13 м	Н 35
8 м	М 108		

### 4.3.9. Проектирование элементов системы управления и контроля

#### 4.3.9.1. Терморегулирующие вентили фирмы Alco

Расчет для испарителя SGB 63-F41 V6.07

$Q_o = 13,5$  кВт – холодопроизводительность испарителя при следующих условиях:

$$t_R = -27^\circ\text{C};$$

$$t_0 = -35^\circ\text{C};$$

$$\Delta T = 8 \text{ K};$$

$$t_3 = 0^\circ\text{C}.$$

$\Delta P = P_c - P_0$  – прочие сопротивления.

Формула для практических условий:

$\Delta P = P_c - P_0 - 15$  бар – (распределитель жидкости, распределительные трубы) – 1,5 бар (прочие сопротивления).

$$Q_N = Q_o \cdot K_{\text{IFI}} \cdot K_{\text{APFI}}.$$

$$\Delta P = 18,61 - 2,36 - 1 - 1,5 = 13,75 \text{ бар}.$$

$$Q_N = 13,5 \cdot 1,092 \cdot 0,88 = 12,97 \text{ кВт}.$$

**Выбрано:** Alco TCLE 400 SW WL 12 × 16 мм при:

$$Q_{N \text{ каталожн}} = 15,7 \text{ кВт}.$$

Для калькуляции: 8 шт. TCLE 400 SW WL 12 × 16 мм.

**Примечание:**

Придется отказаться от использования расширительных (МОР)-клапанов с ограничением давления, идентифицируемых изготовителем через так называемый показатель МОР, из-за опасности смещения наполнителя в режиме оттаивания горячим газом!

Расчет для испарителя SGB 56-F41 V6.07.

$Q_o = 11$  кВт – холодопроизводительность испарителя при:

$$t_R = -27^\circ\text{C};$$

$$t_0 = -35^\circ\text{C};$$

$$\Delta T = 8 \text{ K};$$

$$t_3 = 0^\circ\text{C}.$$

$$\Delta P = 18,61 - 2,36 - 1 - 1,5 = 13,75 \text{ бар}.$$

$$Q_N = Q_o \cdot K_{\text{IFI}} \cdot K_{\text{APFI}}.$$

$$Q_N = 11 \text{ кВт} \cdot 1,092 \cdot 0,88 = 10,57 \text{ кВт}.$$

**Выбрано:** Alco TCLE 250 SW WL 10 × 16 мм с  $Q_{N \text{ каталожн}} = 12,2$  кВт.

#### 4.3.9.2. Электромагнитные клапаны фирмы Alco при использовании жидкости

Расчет для испарителя SGB 63-F41 V6.07

$Q_o = 13,5$  кВт – холодопроизводительность испарителя:

$$Q_N = Q_o \cdot K_{\text{IFI}} \cdot K_{\text{APFI}}.$$

$\Delta P_{\text{клапана}} = 0,10$  бар (выбрано).

$$Q_N = 13,5 \cdot 0,681 \cdot 1,22 = 11,22 \text{ кВт}.$$

**Выбрано:** Alco 200RB4T4, пайка 12 мм с  $Q_{N \text{ каталожн}} = 16,8$  кВт.

Для калькуляции: 8 шт. Alco 200RB6T5, пайка 16 мм.

Расчет для испарителя SGB 56-F41 V6.07

$Q_o = 11$  кВт – полезная производительность испарителя:

$$Q_N = Q_o \cdot K_{\text{IFI}} \cdot K_{\text{APFI}}.$$

$\Delta P_{\text{клапана}} = 0,10$  бар (выбрано).

$$Q_N = 11 \cdot 0,681 \cdot 1,22 = 9,14 \text{ кВт}.$$

**Выбрано:** Alco 200RB4T4, пайка 12 мм с  $Q_{N \text{ каталожн}} = 10,9$  кВт.



#### 4.3.9.3. Электромагнитные клапаны фирмы Alco при использовании всасываемого газа

Расчет для испарителя SGB 63-F41 V6.07

$Q_o = 13,5$  кВт – холодопроизводительность испарителя:

$$Q_N = Q_o \cdot K_{\text{ГП}} \cdot K_{\text{ДРПГ}}$$

$\Delta P_{\text{клапана}} = 0,20$  бар (выбрано).

$$Q_N = 13,5 \cdot 2,13 \cdot 0,87 = 25,02 \text{ кВт.}$$

**Выбрано:** Alco 240RA20T11-M, пайка 35 мм, со шпинделем ручного открытия клапана (к обозначению типа добавлен индекс «М») и с  $Q_{\text{N каталожи}} = 25,70$  кВт.

Расчет для испарителя SGB 56-F41 V6.07

$Q_o = 11$  кВт – холодопроизводительность испарителя:

$$Q_N = Q_o \cdot K_{\text{ГП}} \cdot K_{\text{ДРПГ}}$$

$\Delta P_{\text{клапана}} = 0,20$  бар (выбрано).

$$Q_N = 11 \cdot 2,13 \cdot 0,87 = 20,38 \text{ кВт.}$$

**Выбрано:** Alco 240RA20T11-M, пайка 35 мм, см. выше.

#### 4.3.9.4. Электромагнитные клапаны фирмы Alco при использовании перегретого газа

Расчет для испарителя SGB 63-F41 V6.07

$Q_o = 13,5$  кВт – холодопроизводительность испарителя:

$$Q_N = Q_o \cdot K_{\text{ГП}} \cdot K_{\text{ДРПГ}}$$

$\Delta P_{\text{клапана}} = 0,7$  бар (выбрано).

$$Q_N = 13,5 \cdot 1,216 \cdot 1,22 = 20,03 \text{ кВт.}$$

**Выбрано:** Alco 240RA8T7T, пайка 22 мм с  $Q_{\text{N каталожи}} = 27,7$  кВт.

Alco 240RA9T5, пайка 16 мм,  $Q_N = 36,5$  кВт.

Для калькуляции: 8 шт. Alco 240RA9T5, пайка 16 мм.

Расчет для испарителя SGB 56-F41 V6.07

$Q_o = 11$  кВт – холодопроизводительность испарителя:

$$Q_N = Q_o \cdot K_{\text{ГП}} \cdot K_{\text{ДРПГ}}$$

$\Delta P_{\text{клапана}} = 0,7$  бар (выбрано).

$$Q_N = 11 \cdot 1,216 \cdot 1,22 = 16,32 \text{ кВт.}$$

**Выбрано:** Alco 240RA8T7, пайка 22 мм,  $Q_N = 17,4$  кВт.

#### 4.3.9.5. Запорные шаровые клапаны фирмы Alco для каждого испарителя

Тип испарителя: SGB63-F41 V6.07.

Соединение на входе: 15 мм, выбрано: Hansa KAV 16 мм, 8 шт.

Соединение на выходе: 28 мм, выбрано: Hansa KAV 28 мм, 8 шт.

Тип испарителя: SGB56-F41 V6.07.

Соединение на входе: 10 мм, выбрано: Hansa KAV 16 мм, 1 шт.

Соединение на выходе: 28 мм, выбрано: Hansa KAV 28 мм, 1 шт.

Запорные шаровые клапаны в исполнении «Bi-flow» (двухконтурные) находят применение в жидкостных, всасывающих трубопроводах и трубопроводе перегретого пара. Они оснащены опломбированным колпачком и предлагаются в типоразмерах KAV 6 мм – KAV 108 мм.

#### 4.3.9.6. Смотровые стекла с индикатором влажности фирмы Alco для каждого испарителя

**Выбрано:** 9 штук AMI-1TT5, пайка 16 мм.

4.3.9.7. Фильтры-осушители хладагента для каждого испарителя

**Выбрано:** 9 штук Danfoss DU 165s, пайка 16 мм, производительность по жидкости: 30 кВт при  $\Delta P = 0,07$  бар.

4.3.9.8. Обратные клапаны для монтажа на конденсатном трубопроводе

**Выбрано:** 9 штук обратных клапанов ф. Danfoss, типа NRV 16s, пайка 16 мм.

4.3.9.9. Обзорная схема оснащения испарителей (см. рис. 4.54)



Рис. 4.54. Элементы системы управления и контроля испарителей

4.3.10. Разделение холодильной установки на контуры регулирования процесса оттаивания и создание коммутационной схемы для электромагнитных клапанов в режиме размораживания и/или охлаждения

Как уже упоминалось выше, для осуществления процесса оттаивания выбирается способ с применением горячего газа (перегретого пара). С учетом такого принципа действия уже проектировались специальные испарители и относящиеся к ним оснащение. При оттаивании с помощью горячего газа может быть рекомендована схема испарителя, согласно которой не менее 2/3 теплообменника находится в режиме охлаждения, а оставшаяся 1/3 или меньше – в режиме оттаивания.

Фаза оттаивания запускается через контур регулирования посредством регулирующей электроники ф. Danfoss, и перегретый пар хладагента подается по отдельному теплопроницаемому «нагнетательному трубопроводу оттаивания» к соответствующему испарителю или испарителям. Конденсируемый хладагент попадает – через «трубопровод отвода конденсата», проложенный с перепадом относительно сосуда для хладагента – от выхода испарителя к коллектору. Вся холодильная установка делится на 4 контура регулирования процесса оттаивания. Коммутационная схема для электромагнитных клапанов приведена в Приложении 1.

#### 4.3.11. Планирование и выбор компонентов системы ADAP-Kool® фирмы Danfoss для электронного регулирования холодильной установки

В предыдущем разделе было рассмотрено деление холодильной установки на контуры регулирования с учетом требований в отношении режима оттаивания с помощью горячего газа. Система автоматического регулирования Danfoss ADAP-Kool® для холодильных установок представляет собой обширную программу регулирования, контроля и обработки сигналов для промышленных и торговых холодильных установок.

Она включает в себя следующие компоненты:

- электронные регуляторы типа АКС;
- терморегулирующий вентиль с широтно-импульсной модуляцией типа АКВ;
- Pt 1000 термодатчики типа АКС11 и АКС21;
- измерительные датчики давления типа АКС32;
- чувствительный элемент датчика измеряемых величин типа АКЛ;
- логический элемент типа АКА;
- пакет компьютерных программ типа АКМ.

##### 4.3.11.1. Комбинированный регулятор для винтового компрессора (см. рис. 4.55)

Для регулирования установки планируется использовать комбинированный регулятор типа АКС25Н5, имеющий, кроме прочего, следующие функции: регулирование нейтральной зоны давления всасывания и давления конденсации, сдвиг заданного значения давления всасывания, выдержка времени при включении и выключении, счетчик рабочих часов, контроль давления и температу-

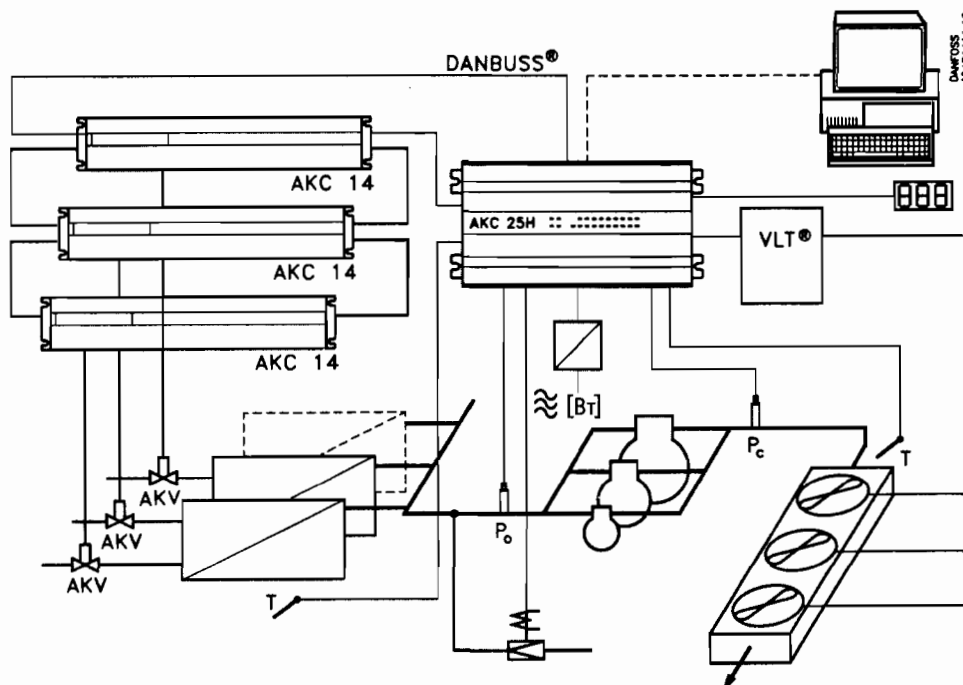


Рис. 4.55.

ры, передача данных, попеременная установка числа оборотов компрессора или вентилятора конденсатора, регулирование давления всасывания в зависимости от давления в камере или, соответственно, давления конденсации в зависимости от температуры окружающего воздуха, ограничение пиковых нагрузок, повышение давления всасывания в ночное время по показаниям внутреннего таймера.

В коллекторном трубопроводе высокого давления монтируется измерительный преобразователь типа AKS для высокого давления, а в коллекторном трубопроводе на стороне всасывания, соответственно, измерительный преобразователь типа AKS для низкого давления.

Управление двигателями вентиляторов у конденсаторов осуществляется бесступенчато посредством снабженного синусным фильтром преобразователя частоты типа VLT6022 фирмы Danfoss. Подъем давления всасывания путем изменения температуры камеры, а также изменение давления конденсации в зависимости от температуры окружающего воздуха достигаются с помощью Pt 1000-фильтра типа AKS21. Помимо этого, присоединяются еще два датчика AKS21 для контроля инжектируемого и сжатого газа и, наконец, два сигнальных модуля АКС 22Н для обоих компрессоров (максимальный ток, полная защита и проч.).

Датчик результатов измерения AKL 111 А позволяет регистрировать еще 8 значений температур в разных местах холодильной установки и в сочетании со счетчиком киловатт-часов определять величину текущего расхода.

#### 4.3.11.2. Контуры регулирования и регуляторы

Охлаждаемые объекты (например, три низкотемпературные камеры) поделены в целом на 4 контура регулирования (см. п. 4.3.10):

- контур регулирования 1: испарители 8 и 9 в камере предварительного охлаждения;
- контур регулирования 2: испарители 1, 2 и 3 в низкотемпературном складе;
- контур регулирования 3: испарители 4, 5 и 6 в низкотемпературном складе;
- контур регулирования 4: испаритель 7 в камере размещения охлаждаемых контейнеров.

К регулятору АКС 114 присоединяется 1 расширительный вентиль, к регулятору АКС 115 – 2, а к АКС 116 – 3 таких вентиля. Тип – АКВ 10-п или АКВ 20-п. Выбор вентиля зависит от потребляемой мощности. Все они предназначены для индивидуального регулирования впрыска жидкости.

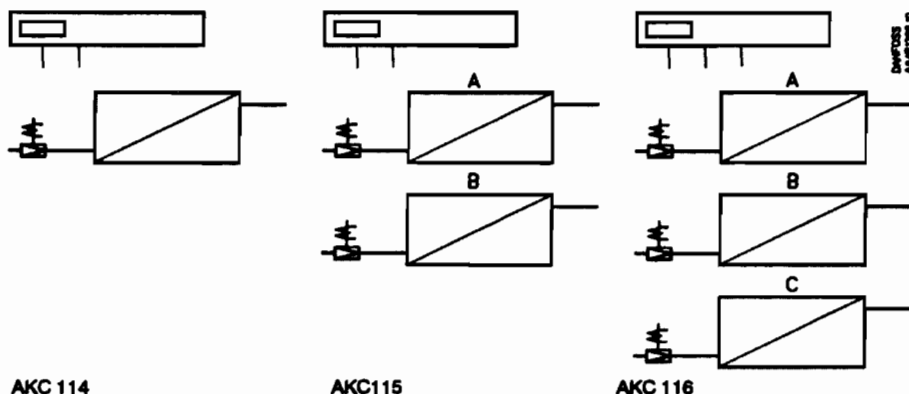


Рис. 4.56.

Функция электронного впрыска может быть отключена, и тогда она будет выполняться терморегулирующим вентилем (например, типа TE). При таком варианте использования необходимо подключить электромагнитный клапан к выходу АКВ регулятора. Функция терморегулирования призвана управлять процессом включения/выключения электромагнитного клапана, в результате чего удается удерживать температуру среды на требуемом постоянном уровне.

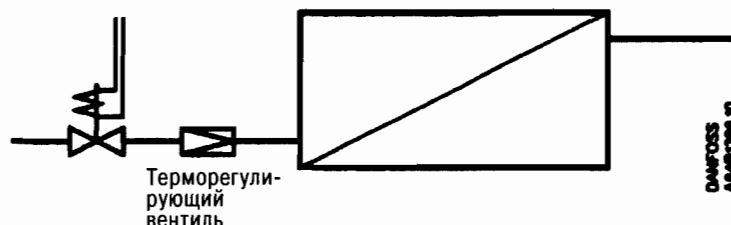


Рис. 4.57. Функция терморегулирующего вентиля (не серии «А»)

Регуляторы объектов охлаждения АКС 114, АКС 115 и АКС 116 способны осуществлять регулирование одного, двух или трех испарителей; здесь требуется: 1 × АКС 114, 1 × АКС 115 и 2 АКС 116. Они располагают функцией «оттаивания с применением газа» и в качестве альтернативы к «функции расширительного клапана АКВ» еще традиционной «функцией терморегулирующего вентиля».

Функция электронного впрыска может быть отключена, и тогда она будет выполняться терморегулирующим вентилем (например, типа TE). При таком варианте использования необходимо подключить электромагнитный клапан к выходу АКВ регулятора. Функция терморегулирования призвана управлять процессом включения/выключения электромагнитного клапана, в результате чего удается удерживать температуру среды на требуемом постоянном уровне.

#### 4.3.11.3. Чувствительные элементы датчиков типа AKS 11

Размещение датчиков типа AKS11 предусмотрено на каждом испарителе при использовании регуляторов АКС 114, 115 и 116. Количество показанных на рисунке чувствительных элементов зависит от наличия расширительных вентилей с широтно-импульсной модуляцией типа АКВ. В традиционной функции «терморегулирующего вентиля» датчики S1 и S2 не требуются (измерение хладагента происходит на уровне «включено» и «выключено» в состоянии перегрева). Такие датчики не нуждаются в экранированном кабеле при подключении к регулятору в распределительном шкафу – здесь достаточно обычного кабеля типа NYM.

#### 4.3.11.4. Расширительный вентиль типа АКВ с широтно-импульсной модуляцией

Для каждого испарителя были рассчитаны традиционные терморегулирующие вентили фирмы Alco.

В качестве альтернативы могут быть предложены относящиеся к системе Danfoss ADAP-KOOL® расширительные вентили АКВ. В этом случае, правда, потребуются некоторые дополнительные расчеты.

Для испарителей типа SGB63-F41 с номерами с 1 по 6 и 8, 9 произведенный расчет дает основания для выбора следующего типа вентиля: АКВ 15-1 (см. табл. 4.26).

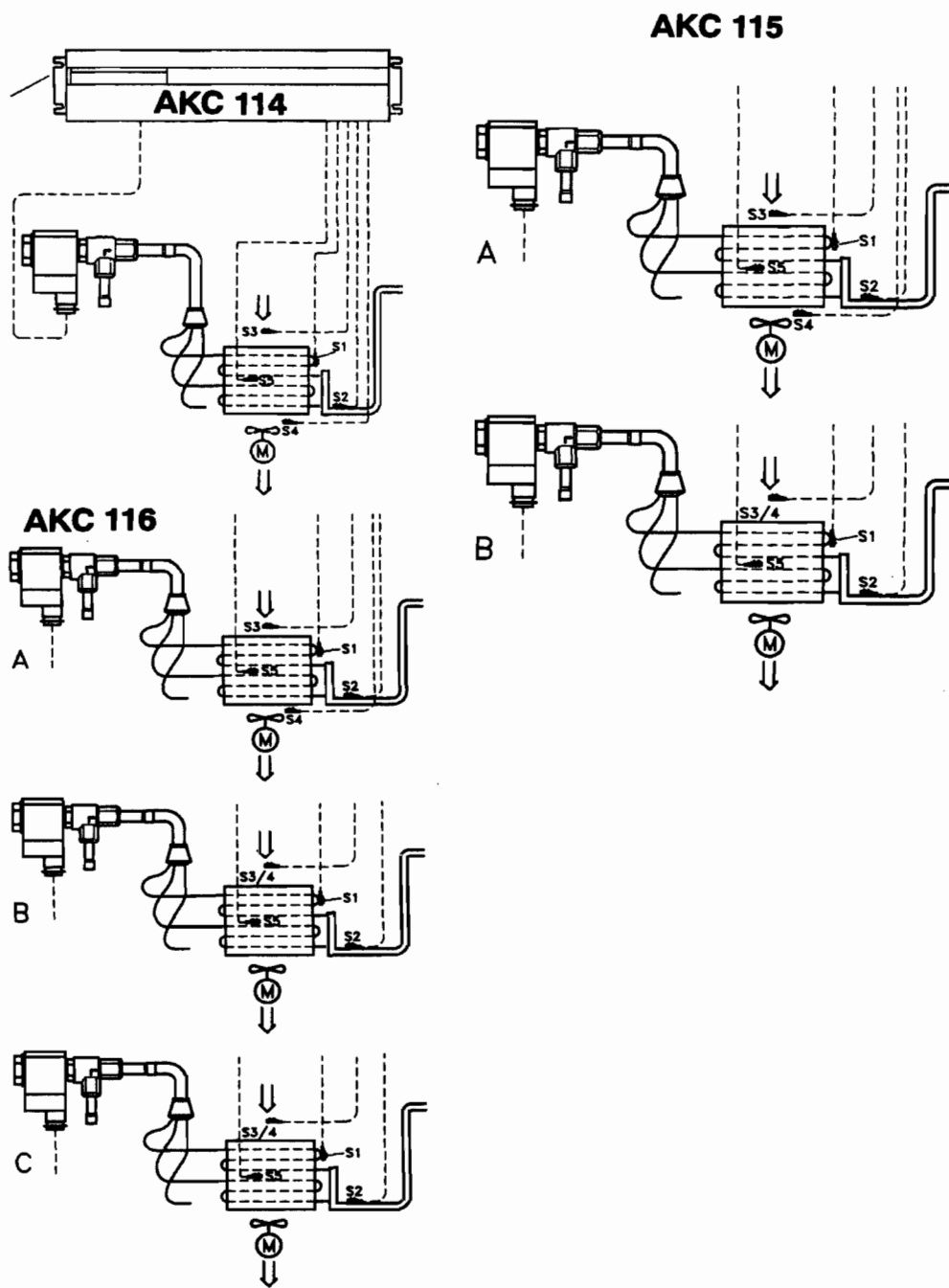


Рис. 4.58.

Таблица 4.26. Электронные расширительные вентили Danfoss ADAP-KOOL®

Хладагент	R 507
Мин. температура конденсации	40,0°C
Мин. давление конденсации (абсолютное)	18,3 бар
Температура кипения	-35,0°C
Давление кипения	1,7 бар
Разность давлений в распределителе и трубопроводах	1,0 бар
Разность давлений над вентилем	15,6 бар
Температура жидкости перед вентилем	36,0°C
Производительность испарителя	13,5 кВт
Требуемая производительность вентиля	17,5 кВт
Рекомендуемый вентиль	AKV 15-1
Производительность вентиля, кВт	19,6
Расчетная степень открытия вентиля, %	69,0

Для испарителя типа SGB56-F41 с номером 7 произведенный расчет показал целесообразность выбора вентиля типа AKV 15-1 (см. табл. 4.27).

Таблица 4.27

Хладагент	R 507
Мин. температура конденсации	40,0°C
Мин. давление конденсации (абсолютное)	18,3 бар
Температура кипения	-35,0°C
Давление кипения	1,7 бар
Разность давлений в распределителе и трубопроводах	1,0 бар
Разность давлений над вентилем	15,6 бар
Температура жидкости перед вентилем	36,0°C
Производительность испарителя	11,0 кВт
Требуемая производительность вентиля	14,3 кВт
Рекомендуемый вентиль	AKV 15-1
Производительность вентиля	19,6 кВт
Расчетная степень открытия вентиля	56,2%

Функция вентиля типа AKV 15 наглядно представлена на приведенном ниже чертеже.

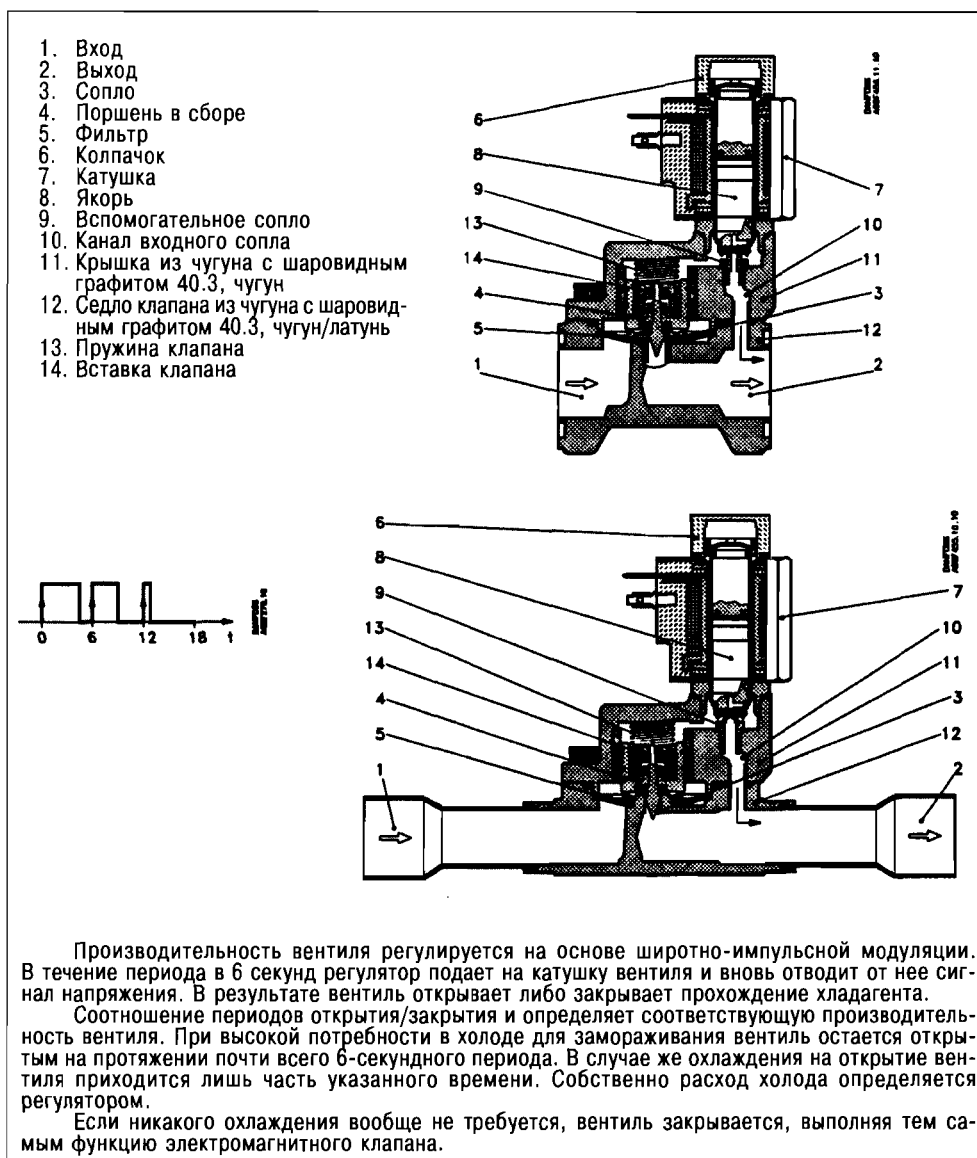


Рис. 4.59.

**Примечания:**

1. При использовании вентилях АКВ монтируется по 5 чувствительных элементов датчика на каждый испаритель.
2. Электромагнитный клапан для жидкости не требуется.
3. Во избежание мгновенного газообразования для конденсатора следует дополнительно предусмотреть контур переохлаждения воздуха, способный обеспечить переохлаждение порядка 5 К. Если установка уже располагает переохлаждением хладагента, указанная выше версия отпадает.
4. Жидкостный трубопровод рассчитывают на основе особенностей характеристики открытия клапана (открыто: протекание 100%, закрыто: протекание 0%)



с учетом его максимальной пропускной способности. Чтобы исключить внезапные удары давления при открытии или, соответственно, закрытии клапана, максимальная скорость в жидкостном трубопроводе должна составлять от 0,5 до  $\leq 1,0$  м/с. Обязательно проверять диаметры по всему трубопроводу!

#### 4.3.11.5. Дистанционная передача данных

Для передачи данных холодильная установка оснащена по принципу системы с управлением от ПК (что реализуется пользователем на месте монтажа) с возможностью дистанционной передачи информации изготовителю установки и обеспечением внешнего доступа к ней.

При этом необходимы следующие компоненты.

– Подключенный к шине передачи данных DANBUSS® логический элемент модема типа АКА 244 в качестве интерфейса между системой управления установкой и ПК. На интерфейсе RS232 находится модем типа LASAT Web Set Go, обеспечивающий телефонную связь с изготовителем. Здесь предусмотрено программное обеспечение типа АКМ на основе программы с доступом ко всем функциям в разных регуляторах.

К шине DANBUSS® подключена также логическая схема ПК типа АКА 241 для эксплуатационника установки. Посредством 9/9-полюсного компьютерного кабеля устанавливается связь с ноутбуком пользователя, располагающим специальным пакетом программ АК-Mimic.

#### 4.3.12. Модулирующее регулирование давления для оттаивания с применением перегретого пара

Для оттаивания перегретым паром в процессе размораживания требуется повышенное давление газа перед испарителем, что позволяет отжимать образующийся конденсат в направлении коллектора. Это достигается с помощью управляемого контрольными сигналами регулятора давления (Danfoss PM3). К регулирующему модулю относятся также два регулятора высокого давления CVP и вспомогательный электромагнитный клапан EVM. В режиме охлаждения электромагнитный клапан, смонтированный перед одним из двух регуляторов CVP, открывается. При этом в нагнетательном трубопроводе удерживается, например, давление 12 бар. В процессе оттаивания этот электромагнитный клапан закрывается, инициируя следующий за ним регулятор CVP, благодаря которому в нагнетательном трубопроводе удерживается давление, например 14 бар. Этим обеспечивается то обстоятельство, что перед подлежащими оттаиванию испарителями имеет место перегретый газ более высокого давления, чем в резервуаре. На тот случай, если в силу каких-либо причин давление в коллекторе опустится ниже минимально допустимого значения (что поставило бы под угрозу подачу хладагента к еще охлаждающим испарителям), между нагнетательным трубопроводом и коллектором смонтирован трубопровод с регулятором давления в коллекторе. Этот регулятор типа KVD призван удерживать давление в коллекторе на минимальном уровне.

Система регулирования давления включает в себя следующие компоненты:

- 1 главный вентиль PM 3-50 с припаянным фланцем типа 12, 54 мм;
- 2 вспомогательных вентиля типа CVP, 4–28 бар (высокое давление);
- 1 вспомогательный электромагнитный клапан типа EVM + катушка 230 В;
- 1 соединение манометра и дополнительно еще:
- 1 регулятор давления в коллекторе KVD 15;
- 1 электромагнитный клапан, нагнетательный трубопровод для режима оттаивания – см. электросхему, где электромагнитные клапаны отмечены звездочкой (\*), фирма Danfoss, типа EVR25, пайка 35 мм.

4.3.12.1. Технологическая схема «регулирования давления по принципу сервоуправления»

См. рис. 4.60.

4.3.12.2. Расчет регулирующего модуля с сервоуправлением фирмы Danfoss

**Технические характеристики:**

Комбинированная холодильная установка с винтовыми компрессорами:

$Q_o = 120,6$  кВт;  $P_{к1} = 100,5$  кВт;  $t_R = -27^\circ\text{C}$ ;

R 507:

$t_o = -35^\circ\text{C}$ ;  $P_o = 1,71$  бар;  $t_{o, \text{vdi}} = -37^\circ\text{C}$ ;  $P_o = 1,57$  бар;

$\Delta T_{\text{SL}} = 2$  К;  $t'_1 = -28^\circ\text{C}$ ;

$t_c = +40^\circ\text{C}$ ;  $P_c = 18,61$  бар;  $t_3 = 0^\circ\text{C}$ .

– Разность энтальпий:  $q_{\text{ON}} = h'_1 - h_4$ , кДж/кг;

$h_3 = h_4 = 200$  кДж/кг;  $h'_1 = 349,83$  кДж/кг;

$q_{\text{ON}} = 349,83 - 200 = 149,83$  кДж/кг.

– Массовый расход хладагента:  $m_R = Q_o / q_{\text{ON}}$ , кг/с, где:  $Q_o$ , кДж/с,  $q_{\text{ON}}$ , кДж/кг.

$m_R = 120,60 : 149,83 = 0,8049$  кг/с = 2897,64 кг/час.

4.3.12.2.1. Расчет коэффициента пропускной способности  $k_v$  и выбор регулятора РМ фирмы Danfoss

$$k_v = \frac{m_R}{514} \cdot \sqrt{\frac{T_1}{\Delta P \cdot \rho_N \cdot P_2}}, \text{ м}^3/\text{час},$$

где  $m_R$ , кг/час;

$T_1$ , К – температура перед вентилем;

$\Delta P$ , бар – перепад давления в вентиле; здесь: желательнo 0,10 бар;

$\rho_N$  – плотность газов/паров в нормальном состоянии (стандартная плотность  $\rho_N$ ) при  $0^\circ\text{C}$  и  $P = 1,01325$  бар.

R507:

$$\rho_N = 1,3 \cdot \frac{\text{молекулярный вес хладагента в кг/моль}}{\text{молекулярный вес воздуха с 28,8 кг/моль}}.$$

$\rho_{N, \text{R507}} = 4,46$  кг/м<sup>3</sup>;

$P_1$  – давление перед вентилем;  $P_c = 18,61$  бар.

$P_2$  – давление после вентиля;  $P_1 - \Delta P = 18,61$  бар.  
= 18,51 бар.

Хладагент	Молекулярный вес, кг/моль
R 134a	102
R 407C	86,2
R 404A	97,6
R 507	98,8

Расчет температуры перед вентилем:  $T_2 = T_1 \left( \frac{P_c}{P_o} \right)^{\frac{n-1}{n}}$ ,

где  $T_1 = 273,15 + t_o + 10$ ;

$T_1 = 273,15 + (-35) + 10 = 248,15$  К;

$P_c/P_o = 18,61/1,71 = 10,88$ ;

$n = 1,2$  (примерная оценка).

$T_2 = 248,15 \cdot (10,88)^{\frac{1,2-1}{1,2}} = 369,42$  К.

$t_2 = 96,27^\circ\text{C}$ .

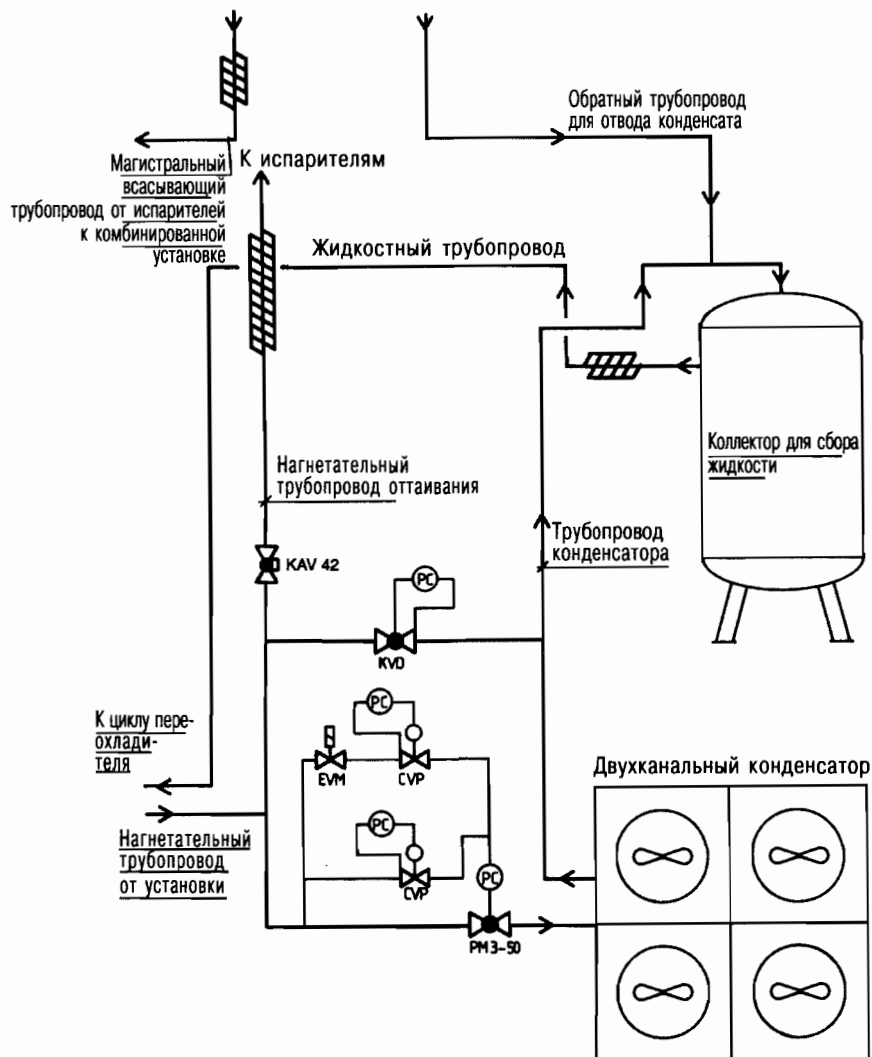


Рис. 4.60.

$$k_v = \frac{2897,64}{514} \cdot \sqrt{\frac{369,42}{0,1 \cdot 4,46 \cdot 18,51}} = 37,71 \text{ м}^3/\text{час}.$$

**Выбрано:**

Управляемый по давлению регулятор типа РМ 3-50 в качестве главного вентиля с величиной  $k_v$  согласно каталогу = 43 м<sup>3</sup>/час.

Составляющие:

1 вспомогательный электромагнитный клапан EVM + катушка 230 В;

2 регулятора давления конденсации CVP (для высокого давления), 4–28 бар;

1 фланец типа 12, пайка 54 мм, для РМ 50;

1 соединение для манометра, кромка 1/4" (с автоматическим замыканием).

Таблица 4.28

**Присоединение манометра**

Способ соединения	Номер заказа
диам. 6,5 / диам. 10 мм сварка/пайка	27B2035
кромка 1/4" (с автома- тическим замыканием)	27B2041

**Вспомогательные вентили**

	Управляемый по давлению вспомогательный вентиль типа CVR	Диапазон P, бар от 0,66 до +2	№ заказа 27B1101
		от 0 до 7	27B1100
		от 6 до 22 <sup>1)</sup>	27B1160
	Управляемый по давлению вспомогательный вентиль типа CVC с присоединением сигнала	Диапазон P, бар от -0,40 до +7	№ заказа 27B1070
	Управляемый по разности давлений вспомогательный вентиль типа CVPP	Диапазон ΔP, бар <sup>2)</sup> низкое давление от 0 до 7 <sup>3)</sup> высокое давление от 0 до 7	№ заказа 27B1102 27B1162
	Управляемый по температуре вспомогательный вентиль типа CVT <sup>4)</sup>	Диапазон, °C от -40 до 0 от -10 до +25 от +20 до +60	№ заказа 27B1110 27B1111 27B1112
	Электромагнитный вспомогательный вентиль типа EVM	№ заказа	
		переменный ток ~: 27B1122 <sup>5)</sup>	постоянный ток =: 27B1124 <sup>6)</sup>

<sup>1)</sup> Поставка CPV для еще более высоких величин давления возможна по спецзаказу.  
<sup>2)</sup> Управляющее давление должно быть макс. на 3 бар выше давления среды; ND: для стороны низкого давления; HD: для стороны высокого давления.  
<sup>3)</sup> В заказе обязательно указывать номер заказа, величины напряжения и частоты.  
<sup>4)</sup> Адсорбционный наполнитель, капиллярная трубка 5 м.

**Комплекты фланцев (для входа и выхода)**

Тип вентиля	Тип фланца	Сварные фланцы		Паяные фланцы			
		дюймов	№ заказа*	дюймов	№ заказа*	мм	№ заказа*
PM 20	12	3/4	27N1220	7/8	27L1223	22	27L1222
		1	27N1225	1 1/8	27L1229	28	27L1228
PM 25	23	1 1/4	27N2332	1 3/8	27L2335	35	27L2335
		1 1/2	27N2340				
PM 40	24	1 1/2	27N2440	1 5/8	27L2441	42	27L2442
		2	27N2450				
PM 50	25	2	27N2550	2 1/8	27L2554	54	27L2554
		2 1/8	27N2565				
PM 65	26	2 1/2	27N2665	2 5/8	27L2666	76	27L2676
		3	27N2680				

\* Номер заказа действителен для комплекта, состоящего из входного и выходного фланцев.

Пример: PM 3-40, заказ № 27F1034;  
 + 1 1/2", комплект фланцев, заказ № 27N2440;  
 + CPV, заказ № 27B1100;  
 + CVT, заказ № 27B1111;  
 + EVM, заказ № 27B1122, 220 В, 50 Гц;  
 + присоединение манометра, заказ № 27B2035.

**Принадлежности:**

	Внешнее соединение,	№ заказа
	в том числе для парового сопла, заказ № 27F0498	27F0498

**Примечание:**

В расширенных таблицах рабочих параметров главных вентилей типа PM в случае PM 3-50 производительность по перегретому газу проверяется в кВт при скорректированной температуре газа  $t_0 = -35^\circ\text{C}$  и  $\Delta P = 0,20$  бар. Также и расход перегретого газа в кг/с проверяется при скорректированной температуре газа  $t_0 = -35^\circ\text{C}$  и  $\Delta P = 0,20$  бар. Вентиль PM 3-50 во всех случаях обеспечивает необходимую производительность.

**4.3.12.2.2. Выбор регулятора давления в коллекторе фирмы Danfoss**

Регулятор давления в коллекторе KVD повышает эксплуатационную безопасность и служит для поддержания достаточно высокого давления в баке во избежание дополнительного внезапного газообразования в жидкостном трубопроводе. Выбранный регулятор KVD15 с пайкой 16 мм монтируется на установке с применением 3-метровой трубы 16 × 1 мм между нагнетательным трубопроводом и трубопроводом конденсатора.

### 4.3.13. Проектирование нагнетательного трубопровода оттаивания

При выборе размеров нагнетательного трубопровода оттаивания в качестве рабочего параметра берется эквивалент электрической теплопроизводительности испарителей. В каталоге фирмы Küba мы находим для испарителя типа SGBE 63-F41 величину полной производительности при оттаивании, равную 11,76 кВт (этот параметр включает в себя производительность, необходимую для оттаивания не только корпуса испарителя, но и каплесборника), а для испарителя типа SGBE F56-F41 – величину полной производительности при оттаивании, равную 8,98 кВт.

#### Участок 1

Нагнетательный трубопровод оттаивания на участке от комбинированной установки к узлу С и далее к узлу А рассчитывается для максимальной производительности оттаивания  $Q = 35,28$  кВт, поскольку в результате деления на контуры регулирования одновременно подвергаются оттаиванию максимум 3 испарителя ( $3 \times 11,76$  кВт).

По соответствующей номограмме для медного нагнетательного трубопровода с R 507 при наличии перепада температуры  $\Delta T = 1$  К;  $t_o = -35^\circ\text{C}$ ;  $t_c = +40^\circ\text{C}$  определяем диаметр трубы  $d_a = 42 \times 1,5$  мм. Данный нагнетательный трубопровод оттаивания изолирован с помощью рукава Armaflex Н.

Требуемая длина трубопровода: 15 м медной трубы  $42 \times 1,5$  мм;  
15 м Armaflex Н42.

Нагнетательный трубопровод оттаивания от узла С к испарителям 8 + 9 (контур 1) прокладывается в камере предварительного охлаждения этажом ниже!

$l_{\text{geom}} = 10$  м;  $l_{\text{эkv}} = 15$  м; производительность:  $2 \times 11,76 = 23,52$  кВт.

Использование номограммы для медного нагнетательного трубопровода оттаивания с R 507 при наличии перепада температуры  $\Delta T = 1$  К;  $t_o = -35^\circ\text{C}$ ;  $t_c = +40^\circ\text{C}$  дает диаметр трубы  $d_a = 28 \times 1,5$  мм. В целях поддержания указанного уровня температур прибегают к изоляции трубопровода рукавом Armaflex типа Н (номинальная толщина 13 мм).

Требуемая длина медной трубы  $28 \times 1,5$  мм: около 12 м.

Требуемая длина Armaflex Н 28: около 12 м.

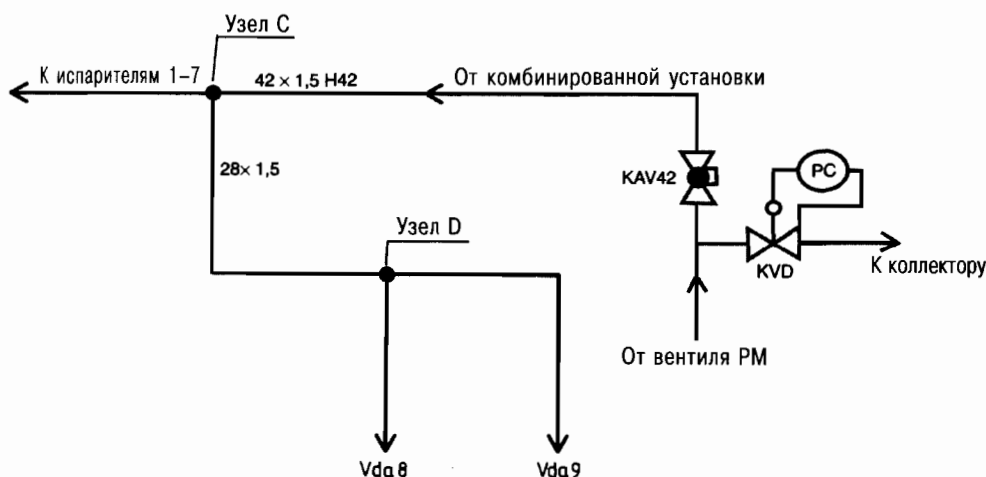


Рис. 4.61.

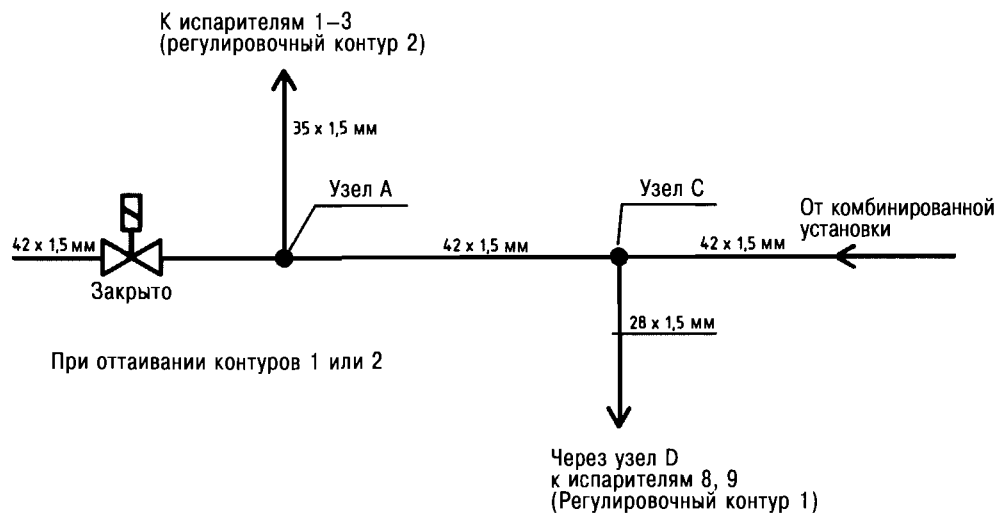


Рис. 4.62.

#### Участок 2

Нагнетательный трубопровод оттаивания от узла А к контуру 2, относящемуся к испарителям 1, 2 и 3.

$l_{\text{тр}} = 17$  м;  $l_{\text{экв}} = 25$  м (округленно); производительность:  $3 \times 11,76$  кВт =  $35,28$  кВт.

Номограмма для медного нагнетательного трубопровода с R 507 при условии:  $\Delta T = 1$  К;  $t_o = -35^\circ\text{C}$ ;  $t_c = +40^\circ\text{C}$  — диаметр трубы  $d_a = 35 \times 1,5$  мм.

Требуемая длина медной трубы  $35 \times 1,5$  мм: около 17 м.

Требуемая длина Armaflex H 35: около 17 м.

#### Участок 3

Нагнетательный трубопровод оттаивания от узла А к регулировочному контуру 3 (испарители 4, 5 и 6) (см. рис. 4.63).

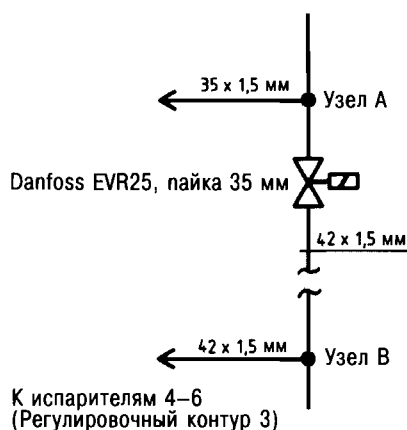


Рис. 4.63.

EVR25:

$$Q_{\text{НГ, вычислен}} = 35,28 \text{ кВт} \times 1,06 \times 0,87 = 32,53 \text{ кВт.}$$

$$Q_{\text{НГ, каталож}} = 38,2 \text{ кВт}; \Delta P = 0,2 \text{ бар.}$$

$$\Delta P_{\text{в}} = 0,2 \text{ бар} \cdot \left( \frac{32,53 \text{ кВт}}{38,20 \text{ кВт}} \right)^2 = 0,145 \text{ бар.}$$

$$\Delta P_{\text{мин}} = 0,07 \text{ бар.}$$



Рис. 4.64.

$l_{\text{геом}} = 75$  м;  $l_{\text{экв}} = 100$  м (округленно); производительность:  $3 \times 11,76$  кВт =  $35,28$  кВт.

Согласно номограмме, при указанных выше базовых условиях:  $d_a = 42 \times 1,5$  мм.

Требуемая длина медной трубы  $42 \times 1,5$  мм: 75 метров.

Требуемая длина Armaflex Н 42: 75 метров.

#### Участок 4

Нагнетательный контур оттаивания от узла В к регулировочному контуру 4 (испаритель 7) (см. рис. 4.64).

$l_{\text{геом}} = 6$  м;  $l_{\text{экв}} = 9$  м; производительность: 8,98 кВт;

выбрано:  $16 \times 1$  мм;

от узла В с редукцией до:  $22 \times 1$  мм.

Требуемая длина медной трубы  $22 \times 1$  мм: около 6 м.

Требуемая длина Armaflex Н 22: около 6 м.

Таблица 4.29. Сводная таблица установленных диаметров труб в линии оттаивания и теплоизоляционного рукава Armaflex

Диаметр труб	22 × 1 мм	28 × 1,5 мм	35 × 1,5 мм	42 × 1,5 мм
Длина, м	6	12	17	90
Armaflex Н, м	6	12	17	90

#### 4.3.14. Проектирование трубопроводов слива конденсата и продувки

Для слива конденсата выбирается трубопровод от выхода Vda7 к узлу В:

$l_{\text{геом}} = 4$  метра;  $d_a = 18 \times 1$  мм.

##### Участок 1

Трубопровод для слива конденсата от выходов испарителей Vda 4, 5 и 6 к узлу В:

$l_{\text{геом}} = 17$  метров;  $d_a = 22 \times 1$  мм.

##### Участок 2

Трубопровод для слива конденсата от узла В к узлу А:

$l_{\text{геом}} = 56$  метров;  $d_a = 22 \times 1$  мм.

##### Участок 3

Трубопровод для слива конденсата от выходов испарителей Vda 1, 2 и 3 к узлу А:

$l_{\text{геом}} = 17$  метров;  $d_a = 22 \times 1$  мм.

**Участок 4**

Трубопровод для слива конденсата от узла А к коллектору низкотемпературной установки:

$$l_{\text{геом}} = 10 \text{ метров}; d_a = 22 \times 1 \text{ мм.}$$

**Участок 5**

Трубопровод для слива конденсата от выходов испарителей Vda 8 и 9 к узлу С:

$$l_{\text{геом}} = 10 \text{ метров}; d_a = 22 \times 1 \text{ мм.}$$

**Участок 6**

Трубопровод продувки от предохранительного клапана KSV на коллекторе прямо в атмосферу:

$$l_{\text{геом}} = 6 \text{ метров}; d_a = 22 \times 1 \text{ мм.}$$

Трубопровод продувки от предохранительного клапана UeSV на коллекторе к стороне всасывания:

$$l_{\text{геом}} = 3 \text{ метра}; d_a = 22 \times 1 \text{ мм} + 3 \text{ м Armaflex H22.}$$

**4.3.15. Сводная таблица поперечных сечений всех требуемых труб и рукавов Termaflex**

Таблица 4.30

Медная труба, м									
16 × 1	18 × 1	22 × 1	28 × 1,5	35 × 1,5	42 × 1,5	54 × 2	64 × 2	89 × 2	108 × 2,5
		6		17					
		100		10					
3	4	9	12	13	99	19,5	6	6,1	8
23,5	19,5	14	56		14				
26,5	23,5	124	68	40	104	19,5	6	61	8
Рукав Armaflex H, мм									
H 15		H 18		H 22		H 28		H 35	
				3					
23,5		19,5		6		56		17	
				14		12		13	
23,5		19,5		23		68		30	
								90	
Рукав Armaflex M, мм									
M 35		M 42		M 54		M 64		M 89	
10		14		19,5		6		61	
								8	

**4.3.16. Проектирование отделителя жидкости во всасывающем трубопроводе машинного зала**

С учетом процесса оттаивания перегретым паром в находящийся в машинном зале всасывающий трубопровод ( $d_a = 108 \times 2,5$  мм) встраивается отделитель жидкости типа FA-104-80T фирмы ESK со следующими расчетными параметрами:

$$V_{\text{геом}} \text{ HSN6461-50} = 165 \text{ м}^3/\text{час}; R \text{ 507}; t_o = -37^\circ\text{C}; P_o = 1,57 \text{ бар}; t_c = +40^\circ\text{C}; P_c = 18,61 \text{ бар}; \text{соотношение давлений:}$$

$$P_c/P_j = 18,61 \text{ бар}/17,57 \text{ бар} = 11,85 = 12; \text{коэффициент подачи } \lambda = 0,5;$$

$$V_{\text{фактич}} = \lambda \cdot V_{\text{общ}} = 0,5 \cdot 165 \text{ м}^3/\text{час} = 82,50 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Выбор осуществляется согласно табл. 4.31.



Таблица 4.31

Расчетные параметры																		
Отделитель жидкости, соединительный размер		Холодопроизводительность $Q_o$ , кВт при температуре кипения												Объем- ный расход, м <sup>3</sup> /час				
ØSL мм	ØSL дюймы	Тип	R404A, R407A, R 407C, R507, R22										R134a			$V_o$ м <sup>3</sup> /ч		
			+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	+5	-10	-20		-30	
12	—	FA-12/15	Opt. Min.	4,3 2,2	3,8 1,9	3,2 1,6	2,6 1,3	2,1 1,1	1,7 0,9	1,4 0,7	1,2 0,6	1,0 0,5	0,7 0,4	2,8 1,4	1,6 0,8	1,0 0,5	0,6 0,3	4,0 2,0
15	—	FA-12/15	Opt. Min.	7,1 3,6	6,2 3,1	5,4 2,7	4,6 2,3	3,5 1,8	2,9 1,5	2,4 1,2	1,9 1,0	1,6 0,8	1,2 0,6	4,7 2,4	2,6 1,3	1,8 0,9	1,1 0,5	6,6 3,3
16	5/8	FA-16...	Opt. Min.	8,4 4,2	7,6 3,8	6,4 3,2	5,2 2,6	4,1 2,1	3,3 1,7	2,8 1,4	2,3 1,2	2,0 1,0	1,4 0,7	5,5 2,8	3,0 1,5	2,0 1,0	1,2 0,6	7,8 3,9
22	7/8	FA-22...	Opt. Min.	17 8,5	15,0 7,5	12,6 6,3	10,6 5,3	8,3 4,2	7,0 3,6	5,5 3,0	4,6 2,3	3,8 1,9	2,9 1,5	10,2 5,1	5,6 2,8	3,6 1,8	2,4 1,2	15,8 7,9
28	1 1/8	FA-28...	Opt. Min.	26,7 13,4	23,0 11,5	19,0 9,5	16 8	13 6,5	11 5,5	8,8 4,5	7,2 3,6	5,8 2,9	4,5 2,3	17,5 8,7	9,8 4,9	6,4 3,2	4,0 2,0	24,8 12,4
35	1 3/8	FA-35...	Opt. Min.	44 22	36 18	32 16	26 13	22 11	18 9	1,4 0,7	1,2 0,6	1,0 0,5	8 4	26,8 13,4	15 7,5	9,8 4,9	6,2 3,1	40,6 20,3
42	1 5/8	FA-42...	Opt. Min.	62 31	52 26	46 23	36 18	30 15	25 13	20 10	16 8,0	14 7	10 5	40 20	22 11	14 7	9,0 4,5	57,2 28,6
54	2 1/8	FA-54...	Opt. Min.	107 53	92 46	76 38	64 32	52 26	43 22	35 18	28 14	24 12	18 9	70 35	40 20	26 13	16 8	99 49,5
64	2 1/2	FA-67/64...	Opt. Min.	153 77	128 64	108 54	90 45	75 38	62 31	50 25	42 21	34 17	26 13	100 50	56 28	36 18	24 12	142 71
67	2 5/8	FA-67...	Opt. Min.	168 84	142 71	122 61	100 50	84 42	72 36	58 29	48 24	38 19	30 15	108 54	62 31	40 20	26 13	148 74
70	2 3/4	FA-67/70...	Opt. Min.	180 90	154 77	132 66	108 54	90 45	76 38	62 31	50 25	40 20	32 16	114 57	66 33	44 22	28 14	163 81,5
80	3 1/8	FA-80...	Opt. Min.	240 120	208 104	176 89	146 73	124 62	104 52	84 42	70 35	56 28	44 22	158 79	89 45	58 29	36 18	218 109
89	3 1/2	FA-80/89...	Opt. Min.	310 155	266 133	226 113	188 94	158 79	132 66	108 54	88 44	72 36	56 28	202 101	114 57	74 37	48 24	270 135
104	4 1/8	FA-104...	Opt. Min.	430 215	360 180	304 152	256 128	210 105	172 86	140 70	116 58	92 46	73 37	270 135	152 76	98 49	62 31	400 200

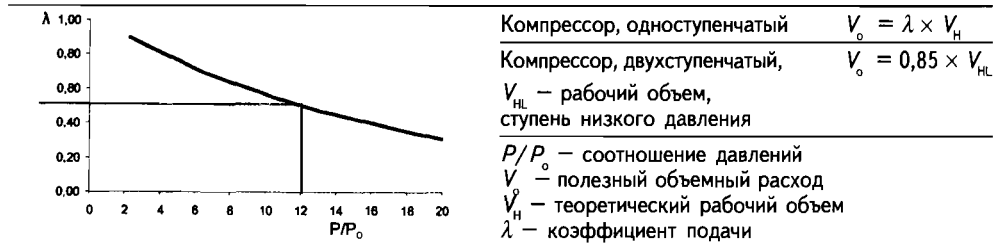
ØSL — наружный диаметр всасывающего трубопровода

**Применение только с теплообменником  
или нагревательными элементами**

**Примеры расчета**

При- мер №	Компрес- сор VH, м <sup>3</sup> /час	Присоединение компрессора, мм дюймы	Настройка производи- тельности, %	Температура кипения, °C	Критерии выбора	Изделие фирмы ESK
1	13	22 7/8	—	-20	R407A; холодопроизводительность $Q_o = 4,7$ кВт	FA-22W
2	50	35 1 3/8	66	5	$P_o/P_c = 2,6; = 0,9;$ $V_o = 0,9 \times 50 = 45$ м <sup>3</sup> /ч; $V_{o, \text{min}} = 30$ м <sup>3</sup> /ч	FA-42
3	126	54 2 1/8	—	-5	90 кг хладагента R 22; холодопроизводительность $Q_o = 83$ кВт	FA-67-40
4	105*	35 1 3/8	—	-40	$V_{HL} = 71$ м <sup>3</sup> /ч; $V_o = V_{HL} \cdot 0,85 = 60$ м <sup>3</sup> /ч	FA-54 WT или FA-54-7W

Таблица 4.31 (окончание)



Размерные эскизы

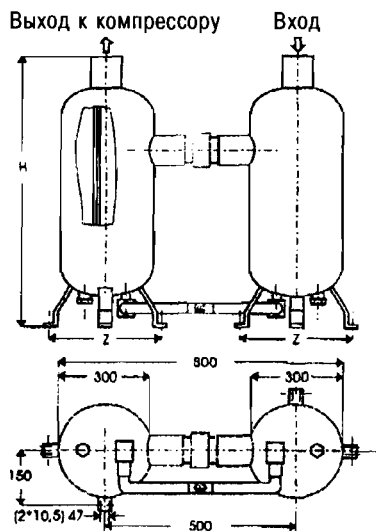


Таблица параметров отделителя жидкости типа FA-104-80T

Технические характеристики:

Емкость	2 × 40 литров;
Макс. допустимое рабочее избыточное давление	28 бар
Испытательное давление	31 бар
Макс. допустимая рабочая температура	100°C/–10°C
Мин. допустимая рабочая температура	–50°C/–10°C
Мин. допустимое рабочее избыточное давление	10 бар

Отделитель жидкости, тип	H	Z	Наружный диаметр присоединяемого трубопровода	
	мм	мм	мм	дюймы
FA-54-80T	860	300	54	2 1/8
FA-67-70T	860	300	67	2 5/8
FA-80-80T	840	300	80	3 1/8
FA-89-80T	840	300	90	3 1/2
FA-104-80T	810	300	104	4 1/8

4.3.17. Выбор конденсатора с воздушным охлаждением фирмы Güntner – с осевым вентилятором – для холодильной установки с винтовым компрессором

4.3.17.1. Определение производительности конденсатора

$$Q_o = 120,60 \text{ кВт}$$

$$P_{kl} = 100,50 \text{ кВт}$$

$$Q_c = 221,10 \text{ кВт}$$

Температура воздуха на входе:  $t_{\text{вх}} = +32^\circ\text{C}$  (принятая на практике расчетная величина).

Температура конденсации:  $t_{\text{с}} = +40^\circ\text{C}$  (принятая на практике расчетная величина).

$$\rightarrow \Delta T = 8 \text{ K} \leftarrow .$$

Прежде чем отделитель жидкости будет изолирован плитами из материала Armaflex, вокруг каждого резервуара монтируется еще по 3 ленточных электронагревателя типа НВ-65/300 фирмы ESK с характеристиками: 230 В/1 фаза/50 Гц/65 Вт.

С учетом веса в порожнем состоянии 96 кг на раму комбинированной установки навариваются соответствующие профили для крепления отделителя.

#### 4.3.17.2. Выбор конденсатора

Местом установки конденсатора с осевым вентилятором является 1-й этаж комплексного здания непосредственно рядом с машинным залом. Кровля над монтажной площадкой не предусмотрена. Поскольку весь объект располагается в промышленной зоне, проблема шумообразования не стоит столь остро, так что можно остановиться на конденсаторе в исполнении N.

Выбирается двухканальный конденсатор типа GVH092C/2 X 2-N(D).

Рис. 2.65

Для заданных характеристик:

число контуров	1;
производительность	222,0 кВт;
хладагент	R 507
температура конденсации	40,0°C;
температура воздуха на входе	32,0°C;
влажность воздуха	40,0%
приняты следующие устройства:	

Модель	Производительность, кВт	Поверхность, м <sup>2</sup>	Воздух, м <sup>3</sup> /час	Звуковое давление, дБ(А)	Характеристики двигателя		
					кВт	А	об/мин
1 GVH 092B/4-N(D)	206,565	863,4	103600	68	3,60	7,2	890
2 GVH 092B/2x2-N(D)	207,799	889,1	105200	68	3,60	7,2	890
3 GVH 102B/2x2-N(D)	207,964	1050,8	93800	64	2,20	4,2	670
4 GVH 092C/2x2-N(D)	235,272	1050,8	113300	68	3,60	7,2	890
5 GVHC 092CB/2x2-N(D)	217,923	959,4	109100	68	3,60	7,2	890
6 GVH 102C/3-N(D)	211,690	1274,5	86300	63	2,20	4,2	670
7 GVH 067B/2x4-N(D)	222,253	672,3	114340	72	2,20	4,3	1340
8 GVH 082A/2x3-N(D)	224,110	1104,7	105400	63	2,00	4,0	880
9 GVHC 082A/2x3-N(D)	210,621	1008,6	100300	63	2,00	4,0	880
10 GVH 102C/2x2-N(D)	227,151	1212,5	101300	64	2,20	4,2	670
11 GVH 102A/4-N(D)	239,947	1255,8	103000	64	2,20	4,2	670

Рис. 2.65 (окончание)

Модель	Производительность, кВт	Поверхность, м <sup>2</sup>	Воздух, м <sup>3</sup> /час	Звуковое давление, дБ(А)	Характеристики двигателя		
					кВт	А	об/мин
12 GVH 082B/2x3-L(D)	211,371	1347,2	86900	57	1,05	2,4	680
13 GVH 082B/2x3-N(S)	207,770	1347,2	84700	57	1,25	2,3	660
14 GVH 082B/2x3-N(D)	259,558	1347,2	115500	63	2,00	4,0	880
15 GVHC 082B/2x3-N(D)	245,974	1230,0	111100	63	2,00	4,0	880
16 GVH 102B/5-S(D)-F4	206,218	1237,1	99500	53	0,86	2,0	420
17 GVH 092A/2x3-L(D)	220,398	1104,7	102900	63	1,75	3,6	680
18 GVH 102B/4-L(D)	217,519	1480,7	87400	60	1,20	2,7	520
19 GVH 092A/2x3-N(S)	228,825	1104,7	108600	63	2,50	4,3	700
20 GVH 092A/2x3-N(D)	271,106	1104,7	140600	63	3,60	7,2	890

Конденсатор		GVH 092C/2X2-N(D)	
Производительность:	235,3 кВт	Хладагент:	R507 <sup>(1)</sup>
Объемный расход воздуха:	113 300 м <sup>3</sup> /час	Температура нагретого газа:	69,0°C
Воздух на входе:	32,0°C	Температура конденсации:	40,0°C
Геодезическая высота:	0 м	Выход конденсата:	38,7°C
		Объемный расход нагретого газа	54,7 м <sup>3</sup> /час
Вентиляторы:	4 шт. 3~400 В 50 Гц	Уровень звукового давления: на расстоянии:	68 дБ(А) <sup>(2)</sup> 5,0 м
Характеристика двигателей		звуковая мощность:	95дБ(А)
– число оборотов:	890 в мин		
– мощность:	3,60 кВт		
– потребление тока:	7,2 А		
Корпус:	Оцинкованная сталь, RAL 7032	Трубы теплообменника:	Медь
Поверхность теплообмена:	1050,8 м <sup>2</sup>	Ребра:	алюминий
Емкость труб:	143 л	Присоединения	
Шаг ребер:	2,40 мм	– входной патрубок:	2 × 64,0 × 2,50 мм
Проходы:	6	– выходной патрубок:	64,0 × 2,50 мм
Сухой вес:	979 кг	– нитки трубопровода:	46

**Размеры (мм):**

L = 4000 мм  
 B = 2385 мм  
 H = 1550 мм  
 R = 110 мм  
 L1 = 3900 мм  
 H1 = 600 мм  
 S = 50 мм

Примечание: чертежи и размеры действительны не для всех вариантов оборудования.

4.3.17.3. Монтажная схема соединений нагнетательного трубопровода и трубопровода конденсатора с относящейся к ним запорной арматурой

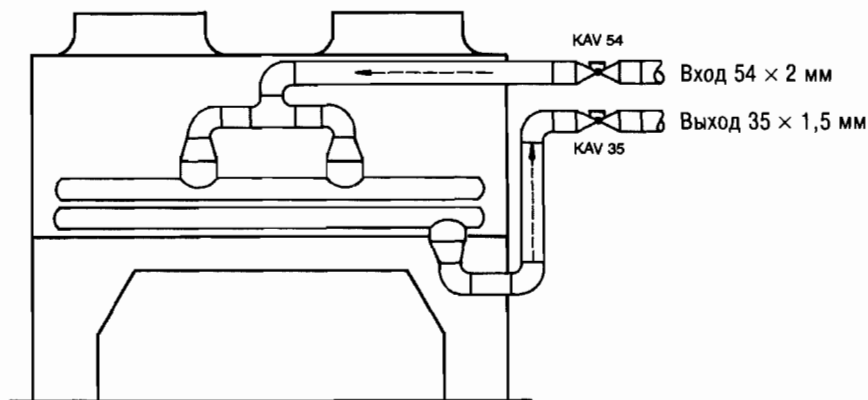


Рис. 4.66.

4.3.18. Объем заправки холодильного агента

8 испарителей SGB 63-F41V6.07: емкость каждого  $V_R = 15,5 \text{ дм}^3$ .  
 1 испаритель SGB 56-F41V6.07:  $V_R = 11,6 \text{ дм}^3$ .  
 $\rho_{R507} = 1,26 \text{ кг/дм}^3$ .

$$m_{R 507} = \frac{V_R \cdot \rho_R}{2}, \text{ кг.}$$

$$m_R = \frac{135,60 \cdot 1,26}{2} = 85,43 \text{ кг} \approx 86 \text{ кг.}$$

Заполнение конденсатора:

Конденсатор GVH 092C/2 x 2-N с:

$V_R = 143 \text{ дм}^3$ ;

$\rho_R = 0,992 \text{ кг/дм}^3$ .

$m_R = (143 \cdot 0,992) : 2 = 70,93 \text{ кг} \approx 71 \text{ кг.}$

**Жидкостный трубопровод:**

На основе приведенного далее вычисления получаем следующие данные (см. табл. 4.32).

Таблица 4.32. R 507,  $t_3 = 0^\circ\text{C}$ ,  $\rho = 1,161 \text{ кг/дм}^3$ ,  $l = \text{дм}^3$

16 x 1	$0,15 \text{ л/м} \cdot 23,5 \text{ м} = 3,53 \text{ дм}^3 \cdot 1,161 \text{ кг/дм}^3 = 4,1 \text{ кг}$
18 x 1	$0,20 \text{ л/м} \cdot 19,5 \text{ м} = 3,90 \text{ дм}^3 \cdot 1,161 \text{ кг/дм}^3 = 4,53 \text{ кг}$
22 x 1	$0,31 \text{ л/м} \cdot 14,0 \text{ м} = 4,34 \text{ дм}^3 \cdot 1,161 \text{ кг/дм}^3 = 5,04 \text{ кг}$
28 x 1,5	$0,49 \text{ л/м} \cdot 56,0 \text{ м} = 27,44 \text{ дм}^3 \cdot 1,161 \text{ кг/дм}^3 = 31,86 \text{ кг}$
35 x 1,6	$0,80 \text{ л/м} \cdot 13,0 \text{ м} = 10,40 \text{ дм}^3 \cdot 1,161 \text{ кг/дм}^3 = 12,07 \text{ кг}$

**$\Sigma 57,60 \text{ кг} \approx 58 \text{ кг}$**

Результат: 58 кг R 507.

**Заполнение коллектора:**

Для холодильной установки был произведен расчет коллектора в вертикальном исполнении – типа GBV 250 фирмы Güntner со следующим оснащением:

- по одному запорному клапану EAV35 на входе и выходе,
- воздушный клапан EAV6,
- 3 смотровых стекла типа SG2 диаметра 47 мм.

Технические характеристики:

- диаметр бака 406 мм;
- высота  $H = 2\ 185$  мм;
- вес  $G = 240$  кг (порожний);
- емкость  $V = 250$  л.

Коллекторный бак согласно нормам BGV D4 и, соответственно, EN 378 (поскольку он запирается с обеих сторон, его условный проход  $>150$  мм и  $V > 100$  литров) оснащается комбинацией из предохранительного и переключающего вентилей фирмы Hansa.

Такой комбинированный клапан состоит из следующих элементов:

- 1) основной корпус переключающего вентиля типа WVN;
- 2) предохранительный вентиль RSV 30 бар, предназначенный в зависимости от противодавления для монтажа в корпусе WVN;
- 3) перепускной предохранительный вентиль UeSV 28 бар, предназначенный в зависимости от противодавления для монтажа в корпусе WVN;
- 4) переходник LA, присоединяемый на выходной стороне ÜSV 1 1/4" UNF; соединение пайкой для трубопровода продувки (22 × 1 мм) к стороне всасывания установки с изоляцией H22;
- 5) переходник для пайки, присоединяемый на выходной стороне KSV G 1"; соединение пайкой для трубопровода продувки (22 × 1 мм), ведущего прямо на улицу;
- 6) манометр с контрольной стрелкой для продувочного трубопровода UeSV 7/16" UNF плюс обратный клапан типа NRV22s фирмы Danfoss.

Заполнение коллектора:

$$t_3 = +38^\circ\text{C}, c = 0,992 \text{ кг/дм}^3, m_R = (250 \text{ дм}^3 \cdot 0,992 \text{ кг/дм}^3) : 7 = 35,43 \text{ кг.}$$

$$m_R = 35 \text{ кг.}$$

Итого:

$$m_{R \text{ общ}} = 86 + 71 + 35 = 250 \text{ кг для R 507.}$$

Итак, коллектор способен принять весь объем хладагента, заполняющего установку!

На выходе из коллекторного бака GBV250 на заводе смонтирован запорный клапан EAV35. Позади него, в направлении протекания, предусмотрена сушильная система, состоящая из осушителя типа ADKS-Plus 9611T фирмы Alco, пайка 35 мм, с двумя сушильными блоками H48.

За осушителем располагается тройник 35 мм с впаянным смотровым стеклом Alco AMI-2 S11 ODM, пайка 35 мм, с индикатором влажности. Завершает всю композицию шаровой запорный клапан GBC35s фирмы Danfoss, пайка 35 мм, с встроенной заслонкой Шрадера.

Расчет осушителя производится по формуле:  $Q_N = Q_o \cdot Kt_{FI}$ ,

где:  $t_3 = +38^\circ\text{C}$ ;  $Kt_{FI} = 1,344$ ;  $Q_o = 120$  кВт;  $Q_N = 161,28$  кВт.

Пропускная способность осушителя при  $\Delta P = 0,07$  бар:  $Q = 199$  кВт.

#### **4.3.19. Предупредительный сигнализатор состояния хладагента фирмы Beutler**

Для каждой из трех низкотемпературных камер и для машинного зала предполагается установить по одному газовому сигнализатору фирмы Beutler.

Низкотемпературные камеры: газовый сигнализатор GM IV-230PS с отдельным (то есть монтируемым непосредственно в камере) сенсором. Такой датчик снабжен клеммной коробкой и может отстоять от блока обработки данных на расстояние до 1000 метров (кабель: 4-жильный 0,75 мм<sup>2</sup>, экранированный).

Машинный зал: газовый сигнализатор типа GM VI-230PS с сенсором, неподвижно смонтированным на его корпусе.

#### 4.3.20. Расчет вентиляции машинного зала

Для определения объемного потока отходящего воздуха предлагается обычная для практики формула:

объемный расход отходящего воздуха в м<sup>3</sup>/час = общая мощность на зажимах ( $P_{кл}$ ) холодильных компрессоров в рабочей точке, умноженная на число 60. 3 полугерметичных винтовых компрессоров HSN 6461-50 Eсо фирмы Bitzer с:  $t_o = -37^{\circ}\text{C}$ ;  $t_c = +40^{\circ}\text{C}$ ;  $\Delta t_{\text{суп}} = 10 \text{ K}$ ; R 507 и  $P_{\text{клемм}} = 33,5 \text{ кВт}$  на каждую машину.

$$P_{\text{клемм общ}} = 100,5 \text{ кВт.}$$

$$V_L = P_{\text{клемм общ}} \times 60 = 100,5 \times 60 = 6 \text{ 030 м}^3/\text{час.}$$

Из технической документации изготовителя вентиляторов (фирма Maico) получаем следующие данные: имеется 2 высокопроизводительных осевых вентилятора в настенном исполнении типа EZQ 50/8B, 230 В,  $n = 715 \text{ об/мин}$ ,  $V_L = 4 \text{ 200 м}^3/\text{час}$ ,  $P_{\text{номин}} = 110 \text{ Вт}$ ,  $I_{\text{макс}} = 0,6 \text{ А}$ ,  $m = 21,8 \text{ кг}$ .

Вентиляторы оснащены алюминиевой крыльчаткой (за дополнительную плату), автоматической задвижкой AS50 для монтажа на наружной стене, общим электронным терморегулятором EAT6G, включая дистанционный комнатный датчик.

Свободное поперечное сечение выдувной части вентилятора составляет 0,21 м<sup>2</sup>. Для защиты в месте притока свежего воздуха предусмотрена алюминиевая вентиляционная решетка TROX серии AT с размерами 1 225 × 525 мм и шириной передней рамы 27 мм для крепления потайными винтами. Полезная площадь прохождения воздуха в такой решетке  $F_{\text{эфф}} = 0,427 \text{ м}^2$ .

#### 4.3.21. Аварийная вызывная установка

Согласно § 14 абз. 3 норм BGV D4, в стационарных, доступных для прохода холодильных камерах с температурами ниже  $-10^{\circ}\text{C}$  и площадью основания более 20 м<sup>2</sup> должна быть предусмотрена (и расположена на видном месте) независимая от общей сети электропитания аварийная вызывная установка.

Как видно из рис. 4.47, для трех низкотемпературных камер планируется одна такая установка. Три устройства аварийной сигнализации, соответствующим образом идентифицированные, крепятся с наружной стороны стены 1 в зоне поступления товаров. На каждой раздвижной двери монтируется светящаяся контактная кнопка. Предполагается установить: изделие типа NA-401 фирмы Elreha с встроенным аккумулятором для настенного монтажа, со ступенчатой клеммной коробкой, вмонтированной сиреной (звуковое давление 100 дБ(А)) и прозрачной дверцей. Освещение контактной кнопки производится от аккумулятора.

Объем поставки: 3 шт. NA-401 – устройство аварийной сигнализации, включая аккумулятор и контактор, а также контактную кнопку для второй раздвижной двери в большой низкотемпературной камере.

#### 4.3.22. Электронная система регистрации температуры

С учетом «Первого распоряжения по изменению Постановления касательно продуктов глубокой заморозки от 16.11.95» и «Регламентаций по гигиене мяса и мясопродуктов от 21.05.97» становится обязательным протоколирование характеристик температур в низкотемпературных камерах.

В данном случае планируется электронная система регистрации температуры типа Mini MER 424A фирмы Elreha для настенного монтажа (с размещением на стене 1 рядом с тремя устройствами аварийной сигнализации); емкость памяти при записи каждые 15 минут – около 6 лет, регистрируемый диапазон от  $-110$  до  $+600^{\circ}\text{C}$ ; предусмотрено 4 входа для чувствительных элементов датчиков, дополнительно: 3 датчика TF501 12 М с экранированным кабелем длиной 12 метров (по одному на каждую камеру); монтаж – в центре потолка (удлинение возможно с помощью 4-жильного экранированного кабеля  $0,75\text{ мм}^2$ ).

**4.3.23. Технологическая схема комбинированной низкотемпературной установки с винтовыми компрессорами, маслоохладителями воздушного охлаждения, экономайзером, переохлаждением жидкости, оттаиванием с использованием перегретого пара и регулированием давления при оттаивании**

См. Приложение 2.

**4.3.24. Предложение**

Проектно-конструкторское бюро Мюллера  
г-ну Мюллеру  
Боккенхаймер Ландштр.  
Франкфурт-на-Майне

Касательно: строительного объекта – пристройки низкотемпературного холодильника к существующему центральному складу.

*Предложение на низкотемпературную установку*

Уважаемые дамы и господа,  
благодарим за Ваш запрос от 11.03.2002 г. и направляем изложенное далее Предложение, включающее в себя следующее:

**А) Большой зал.**

Внутренние размеры (после изоляции):

- длина 56 м;
- ширина 17 м;
- высота 9 м;
- изоляция 160 м (полиуретан);
- теплопередача (К)  $0,12\text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ;
- площадь помещения  $952\text{ м}^2$ ;
- объем помещения  $8\,568\text{ м}^3$ ;
- температура помещения  $-27^{\circ}\text{C}$ .

**Расчетные данные:**

- температура окружающего воздуха:  $+32^{\circ}\text{C}$ , добавка на плоскую кровлю 10 К;
- температура окружающего воздуха:  $+42^{\circ}\text{C}$ ;
- температура помещения:  $-27^{\circ}\text{C}$ ;
- требуемый расход холода через ограждения: 20 450 Вт (причем коэффициент теплопередачи пола вычисляется отдельно на основе данных заказчика);
- требуемый расход холода на пребывание персонала (12 человек): 2 250 Вт;
- требуемый расход холода на освещение ( $5\text{ Вт/м}^2$ ): 4 760 Вт;



– требуемый расход холода на замораживание продукта ( $\Delta T = 9$  К): 15 420 Вт;  
 – требуемый расход холода на работу вилочных погрузчиков: 9 478 Вт  
 (8 автопогрузчиков с вилочным захватом в качестве быстроходного транспорта и 1 погрузчик в качестве подъемника);  
 – требуемый расход холода на воздухообмен: 3 233 Вт.  
 Общий расход холода: 55 591 Вт.  
 Пересчет общего расхода холода на среднюю суточную потребность при продолжительности работы установки 18 часов: **74 121 Вт.**

**Б) Камера размещения и подготовки охлаждаемых контейнеров.**

Внутренние размеры (после изоляции):

– длина 11 м;  
 – ширина 6,5 м;  
 – высота 9,0 м;  
 – площадь помещения 71,5 м<sup>2</sup>;  
 – объем помещения 643,5 м<sup>3</sup>;  
 – температура помещения  $-27^{\circ}\text{C}$ ;

Требуемый расход холода через ограждения: 2 189 Вт.

Требуемый расход холода на пребывание персонала (6 человек): 1 125 Вт.

Требуемый расход холода на освещение (5 Вт/м<sup>2</sup>): 360 Вт.

Требуемый расход холода на замораживание продукта: 1 225 Вт (1 низкотемпературный контейнер на катках имеет опорную поверхность 0,5 м<sup>2</sup> и вмещает около 80 кг груза, то есть на 1 м<sup>2</sup> приходится 2 контейнера общим весом 160 кг).

Требуемый расход холода на воздухообмен: 882 Вт.

Общий расход холода: 5 781 Вт.

Пересчет общего расхода холода: **7 708 Вт.**

**В) Камера предварительного охлаждения контейнеров.**

Внутренние размеры (после изоляции):

– длина 17,0 м;  
 – ширина 8,0 м;  
 – высота 4,5 м;  
 – площадь помещения 136 м<sup>2</sup>;  
 – объем помещения 612 м<sup>3</sup>;  
 – температура помещения  $-27^{\circ}\text{C}$ .

Требуемый расход холода через ограждения: 2 612 Вт.

Требуемый расход холода на пребывание персонала (6 человек): 1 125 Вт.

Требуемый расход холода на замораживание продукта: 9 435 Вт (половина помещения – 68 м<sup>2</sup> – полностью занята низкотемпературными контейнерами на катках).

Требуемый расход холода на освещение (5 Вт/м<sup>2</sup>): 680 Вт.

Требуемый расход холода на работу вилочных погрузчиков: 3 159 Вт (1/3 теплопритока от вилочных погрузчиков проникает из большого зала).

Требуемый расход холода на воздухообмен: 860 Вт.

Общий расход холода: 17 871 Вт.

Пересчет общего расхода холода: **23 828 Вт.**

**В итоге получаем требуемую холодопроизводительность:**

– большой зал	74 121 Вт;	
– камера для размещения охлаждаемых контейнеров	7 708 Вт;	
– камера предварительного охлаждения контейнеров	23 828 Вт.	
		<b>105 657 Вт.</b>

С учетом вышеизложенного предлагаем:

**Для большого зала**

**Поз. 1**

6 испарителей;  
изготовитель фирма Küba;  
тип SGB63-F41 V6.07.

Расчет испарителей осуществляется с принятием во внимание следующих рабочих условий:

- температура помещения  $-27^{\circ}\text{C}$ ;
- температура кипения  $-35^{\circ}\text{C}$ ;
- разность температур,  $\Delta T$  8 К;
- производительность испарителей по 13,5 кВт на каждый.

**Исполнение:**

Элементы корпуса испарителя в стандартном варианте по отдельности снабжены порошковым покрытием, пригодным для контакта с пищевыми продуктами. Выполненный откидным каплесборник весьма удобен для очистки.

Материал: сталь, подвергнутая горячему цинкованию, с порошковым покрытием RAL 9018. Теплообменник очищается как изнутри, так и снаружи. Внутренняя чистота отвечает требованиям ДИН 8964. Трубная система диаметра 15 мм, трубопровод 50 × 50 мм, соосный. Испаритель оснащен системой оттаивания корпуса с использованием перегретого пара (исполнение V6.07) и ванной с обратным клапаном.

Тип двигателя вентилятора MDA-T2065-N6V-N, крыльчатка KGLV/32°, IP66, 680 Вт, 880 об/мин; 1,6 А; 400 В.

**Технические характеристики:**

- площадь охлаждения 65,1 м<sup>2</sup>;
- расстояние между пластинами 7 мм;
- объемный расход воздуха 8600 м<sup>3</sup>/час;
- дальность обдува 35 м;
- число вентиляторов 1 штука;
- номинальная производительность вентилятора 680 Вт;
- напряжение 400 В;
- емкость труб 15,5 дм<sup>3</sup>;
- соединение на входе 15 мм;
- соединение на выходе 28 мм.

**Размеры:**

- ширина 1 820 мм;
- высота 1 018 мм;
- длина 931 мм;
- расстояние до стен 600 мм;
- масса 180 кг.

Многоточечный впрыск через распределитель Küba-Cal.

**Для камеры размещения и подготовки охлаждаемых контейнеров**

**Поз. 1а**

2 испарителя;  
изготовитель фирма Küba;  
тип SGB63-F41 V6.07.

Расчет испарителей осуществляется с учетом следующих рабочих условий:

- температура помещения  $-27^{\circ}\text{C}$ ;
- температура испарения  $-35^{\circ}\text{C}$ ;

- разность температур 8 К;
- производительность испарителей по 13,5 кВт на каждый.

Исполнение и технические характеристики:

– как в поз. 1, за исключением следующих показателей: тип двигателя вентилятора MDA-T2065-N4V-N, крыльчатка KGLV 560/32°, IP66; 1400 Вт; 1350 об/мин; 2,5 А; 400 В.

**Для камеры предварительного охлаждения контейнеров**

**Поз. 1б**

1 испаритель;  
изготовитель фирма Küba;  
тип SGB56-F41.

Расчет испарителя осуществляется на основе следующих рабочих условий:

- температура помещения –27°С;
- температура кипения –35°С;
- разность температур,  $\Delta T$  8 К;
- производительность испарителей 10,97 кВт.

**Исполнение:**

– см. выше.

**Технические характеристики:**

- площадь охлаждения 48,2 м<sup>2</sup>;
- расстояние между пластинами 7 мм;
- объемный расход воздуха 7 900 м<sup>3</sup>/час;
- дальность обдува 30 м;
- число вентиляторов 1 штука;
- номинальная производительность вентилятора 1400 Вт;
- напряжение 400 В;
- емкость труб 11,6 дм;
- соединение на входе 10 мм;
- соединение на выходе 28 мм.

**Размеры:**

- ширина 1 620 мм;
- высота 918 мм;
- длина 906 мм;
- расстояние до стен 550 мм;
- масса 142 кг.

Многоточечный впрыск через распределитель Küba-Cal.

**Поз. 1в**

Относящиеся к холодильной технике принадлежности для испарителей поз. 1–1б, поставка и монтаж (см. рис. 4.54). Сюда входят:

- 8 терморегулирующих вентилей типа TCLE 400-SW фирмы Alco;
- 1 терморегулирующий вентиль типа TCLE 250-SW фирмы Alco;
- 8 электромагнитных клапанов (жидкостный трубопровод) типа 200RB6T5 фирмы Alco;
- 1 электромагнитный клапан (жидкостный трубопровод) типа 200RB4T4 фирмы Alco;
- 9 электромагнитных клапанов (всасывающий трубопровод) типа 240RA20T11-M фирмы Alco;
- 8 электромагнитных клапанов (горячий газ) типа 240RA9T5 фирмы Alco;
- 1 электромагнитный клапан (горячий газ) типа 240RA8T7 фирмы Alco;
- 9 обратных клапанов типа NRV16s фирмы Alco;
- 9 смотровых стекол с индикатором жидкости типа AMI1TT5 фирмы Alco;
- 9 фильтров-осушителей хладагента типа DU165s фирмы Danfoss;

9 шаровых запорных клапанов фирмы Hansa KAV 16;

9 шаровых запорных клапанов фирмы Hansa KAV 28.

Цена перечисленных далее поставок поз. 1–1в, включая монтаж элементов холодильной техники (монтажное время исчисляется с учетом крепления испарителей с помощью специальных направляющих и пластиковых резьбовых шпилек на потолке камеры при возведении силами заказчика соответствующих лесов и обеспечении подходящего напольного транспорта)

€ \_\_\_\_\_

### Поз. 2

Нагрев стока испарителя: Küba TAS с медным отводом

Каждый сток испарителя оснащается электронагревательной системой, длина которой согласуется с позицией того или иного испарителя. Сток выполняется в медной трубе диаметра 28 × 1,5 мм, изолированной Armaflex H28, без сифона в низкотемпературной камере и с накидной гайкой из бронзового литья 1 1/4" на капле-сборнике. Медные трубопроводы присоединяются за пределами охлаждаемых камер к подготовленному силами заказчика высокотемпературному трубному коллектору с условным проходом 70, оснащенный дождевальным сифоном фирмы Geberit.

Цена, включая поставку и монтаж

€ \_\_\_\_\_

### Поз. 3

Винтовая компаунд-компрессорная установка типа TP-3-F-120.6-E с тремя полугерметичными винтовыми компрессорами типа HSN6451-50 фирмы Bitzer.

#### Технические характеристики:

– хладагент	R 507;
– температура кипения	–37°C;
– температура конденсации	+40°C;
– холодопроизводительность	120,60 кВт;
– потребляемая мощность	100,50 кВт.

#### Размеры:

– длина	3 000 мм;
– ширина	1 000 мм;
– высота	1 800 мм;
– масса	1 400 кг.

Каждый винтовой компрессор располагает отдельным маслоохладителем с воздушным охлаждением и индивидуальной схемой работы в режиме экономайзера. Отделение масла достигается на стороне сжатия посредством общего масляного сепаратора. Возврат масла к машине осуществляется через маслоохладитель, масляный фильтр, реле потока, электромагнитный клапан и масломерное стекло.

Все винтовые компрессоры функционируют в режиме экономайзера; жидкость подвергается переохлаждению.

На стороне всасывания предусмотрен всасывающий коллектор с тремя запираемыми выходами – по одному выходу на каждый компрессор. Между сборным баком и относящимся к нему компрессором монтируется фильтр со сменным вкладышем. Вся трубопроводная система на стороне всасывания надежно изолирована.

#### Переключающие устройства и манометры:

1 шт. прессостат высокого давления (DBK) – на каждый компрессор;

1 шт. прессостат в качестве ограничителя высокого давления (SDBK) – на компрессор;

1 шт. прессостат в качестве ограничителя низкого давления (DWFK);

1 шт. манометр низкого давления, диаметр 80 мм (с глицериновым наполнителем);

1 шт. манометр высокого давления, диаметр 80 мм.

Все перечисленные компоненты смонтированы на устойчивой станине, размещенной на входящих в объем поставки виброгасителях.

Цена описанной выше поставки, франко-местонахождение, включая монтаж и погрузку с использованием телескопического крана

€ \_\_\_\_\_

#### Поз. 3.1

Коллектор хладагента типа GBV250 фирмы Güntner, вертикальный, поставляемый отдельно, снабжен запорным клапаном EAV 35 на входе и выходе; воздушным клапаном EAV 6; тремя смотровыми стеклами типа SG2 диаметра 47 мм.

##### Технические характеристики:

- диаметр коллекторного бака 406 мм;
- высота 2 185 мм;
- масса (порожняя) 240 кг;
- емкость бака 250 литров.

Коллектор оснащен комбинированным переключающим вентилем типа WVN фирмы Hansa, с навесным предохранительным клапаном KSV 30 бар и перепускным клапаном ÜSV 28 бар.

Данный коллектор для сбора хладагента способен вместить весь расчетный объем наполнителя установки – 250 кг R 507!

Цена описанной выше поставки, франко-местонахождение, включая погрузку с помощью телескопического крана и монтаж в машинном зале

€ \_\_\_\_\_

#### Поз. 4

Воздушный конденсатор с осевыми вентиляторами, двухканальный, типа GVH-092C/2 × 2N фирмы Güntner – для указанной выше комбинированной установки.

##### Технические характеристики:

- производительность 235,30 кВт;
- температура воздуха на входе –32°С;
- температура конденсации –40°С;
- объемный расход воздуха 113 300 м<sup>3</sup>/час;
- число вентиляторов 4 штуки;
- потребляемая мощность, на каждый вентилятор 7,2 А;
- напряжение 400 В;
- уровень шума на расстоянии 5 м 68 дБ(А).

##### Размеры:

- длина 4 000 мм;
- ширина 2 385 мм;
- высота 1 550 мм;
- масса (порожняя) 979 кг;
- емкость труб 143 дм<sup>3</sup>;
- поверхность теплообмена 1 050,80 м<sup>2</sup>.

Цена описанной выше поставки, франко-местонахождение, включая монтаж и погрузку с использованием телескопического крана

€ \_\_\_\_\_

#### Поз. 5

Модулирующая система регулирования давления при оттаивании с применением перегретого пара.

Для оттаивания с помощью горячего газа в процессе размораживания требуется повышенное давление этого газа перед испарителем, что позволяет на-

гнетать образующийся конденсат в направлении коллектора. Это осуществляется посредством управляемого контрольными сигналами регулятора давления (Danfoss PM3). К регулирующему модулю относятся еще два регулятора высокого давления (CVP) и вспомогательный электромагнитный клапан (EVM). В режиме охлаждения электромагнитный клапан, установленный перед одним из двух регуляторов CVP, открывается, благодаря чему в нагнетательном трубопроводе удерживается постоянное давление, например 10 бар. В процессе оттаивания этот электромагнитный клапан закрывается, приводя в действие следующий за ним регулятор CVP, в результате чего в нагнетательном трубопроводе удерживается, например, давление 12 бар. Этим обеспечивается то обстоятельство, что находящийся перед размораживаемыми испарителями горячий газ имеет более высокое давление, чем газ в резервуаре. На тот случай, если в силу каких-либо причин давление в коллекторе понизится до недопустимо низкой величины, что поставит под угрозу подачу хладагента к охлаждающим испарителям, между нагнетательной линией и коллектором смонтирован трубопровод с регулятором давления KVD, удерживающим давление в коллекторе на минимальном уровне.

Итак, описанная выше система регулирования давления включает в себя следующие компоненты:

- 1 главный вентиль PM 3-50 с фланцем типа 12;
- 2 вспомогательных вентиля типа CVP 4-28 бар;
- 1 вспомогательный электромагнитный клапан типа EVM + катушка 230 В;
- 1 соединение манометра и дополнительно еще;
- 1 регулятор давления в коллекторе KVD 15;
- 1 электромагнитный клапан, нагнетательный трубопровод оттаивания;
- изготовитель: фирма Danfoss, тип EVR 25;
- Цена представленной выше поставки, включая монтаж  
€ \_\_\_\_\_

#### Поз. 6

Трубопроводы для хладагента – поставка и прокладка

а) Всасывающие трубопроводы, медная труба (в погонных метрах), изоляция Armaflex M:

10 м	35 × 1,5 мм	10 м	M35;
14 м	42 × 1,5 мм	14 м	M42;
19,5 м	54 × 2,0 мм	19,5 м	M64;
6 м	64 × 2,0 мм	6 м	M64;
61 м	89 × 2,0 мм	61 м	M89;
8 м	108 × 2,5 мм	8 м	M108.

б) Жидкостные трубопроводы (в погонных метрах), изоляция Armaflex H:

23,5 м	16 × 1,5 мм	23,5 м	H15;
19,5 м	18 × 1,0 мм	19,5 м	H18;
14 м	22 × 1,0 мм	14 м	H22;
56 м	28 × 1,5 мм	56 м	H28;
13 м	35 × 1,5 мм	13 м	H35.

в) Нагнетательный трубопровод комбинированной низкотемпературной установки:

15 м 54 × 2,0 мм.

г) Трубопровод конденсатора:

15 м 35 × 1,5 мм.

д) Трубопровод для KVD 15:

3 м 16 × 1,0 мм.

е) Нагнетательные трубопроводы оттаивания (в погонных метрах):

6 м	22 × 1,0 мм	6 м	H22;
12 м	28 × 1,5 мм	12 м	H28;
17 м	35 × 1,5 мм	17 м	H35;
90 м	42 × 1,5 мм	90 м	H42.

ж) Трубопроводы для слива конденсата (в погонных метрах):

14 м	18 × 1,0 мм;
100 м	22 × 1,0 мм.

з) Продувочные трубопроводы предохранительных клапанов (в погонных метрах):

9 м	22 × 1,0 мм	3 м	H22.
-----	-------------	-----	------

#### Поз. 7

Комбинированная установка с полугерметичными поршневыми компрессорами, одноступенчатыми (альтернатива).

Тип: VPM500-4090 с маслоотводящей системой (патент Linde), цвет – голубой по RAL 5010, с теплоизоляцией Armaflex на стороне низкого давления, с пятью полугерметичными, одноступенчатыми компрессорами типа 6F-40.2Y фирмы Bitzer.

#### Технические характеристики:

– холодопроизводительность	122,70 кВт;
– температура кипения	–37°C;
– температура конденсации	+40°C;
– потребляемая мощность	84,89 кВт.

#### Размеры:

– длина	2 600 мм;
– ширина	790 мм;
– высота	1 400 мм;
– масса	1 545 кг.

#### Принадлежности:

- 1 комплект резино-металлических элементов;
- 1 кривошипно-камерная система обогрева для каждого компрессора;
- 1 коллектор на стороне всасывания;
- 5 виброгасящих элементов, встроенных в нагнетательный трубопровод каждого компрессора;
- 1 ограничитель давления (SDBK);
- 1 ограничитель давления (DBK);
- 1 реле контроля давления (DWK);
- 1 манометр высокого давления с глицериновым наполнителем;
- 1 манометр низкого давления с глицериновым наполнителем;
- 2 фильтра во всасывающем трубопроводе;
- 1 реле контроля падающего давления (DWFK);
- 5 дифференциальных выключателей давления масла смена фильтра – через каждые 200 часов работы масло для заправки холодильной машины.

Цена описанной выше поставки, франко-местонахождение, включая монтаж и погрузку с помощью телескопического крана

€ \_\_\_\_\_

#### Поз. 8

Управление, связанное с оттаиванием перегретым паром.

Данная холодильная установка имеет полностью электронное управление и снабжена системой передачи данных Danfoss ADAP-KOOL®. Скорость вращения вентиляторов в конденсаторах бесступенчато регулируется посредством преобразователей частоты.

Размеры распределительного шкафа:  $2 \times 1\,200 \times 1\,800 \times 400$  мм плюс основание (200 мм).

Изготовитель шкафа: фирма Rittal, тип PS4204, цвет RAL 7032, с освещением, розеткой и вентилятором.

Кабельный ввод — снизу. Дверной упор: 2 × справа, 2 × слева, на 180 шарнирах.

Цена описанной выше поставки, франко-местонахождение, включая погрузку с использованием телескопического крана

€ \_\_\_\_\_

#### Поз. 9

Предупредительный сигнализатор состояния хладагента фирмы Beutler.

Низкотемпературные камеры:

— по 1 газовому сигнализатору GMIV-230PS с отдельным, то есть монтируемым в самой камере, сенсором. Сенсор снабжен клеммной коробкой и может быть размещен на расстоянии до 1000 метров от устройства обработки данных.

Машинный зал:

— газовый сигнализатор типа GM-VI 230PS с неподвижно установленным на его корпусе сенсором.

Цена, включая монтаж и прокладку экранированных проводов до распределительного шкафа

€ \_\_\_\_\_

#### Поз. 10

Вентиляция машинного зала, состоящая из двух вентиляторов фирмы Maico типа EZQ 50/8 В, каждый с объемным расходом  $4\,200$  м<sup>3</sup>/час по принципу свободного обдува:

— потребляемая мощность: 110 Вт;

— число оборотов: 715 в минуту.

1 регулятор скорости вращения типа EAT 6 G\* для обоих вентиляторов;

1 вентиляционная решетка типа AT 1225 × 525 мм фирмы Trox.

\* Электронный регулятор температуры.

Здесь действует независимая от температуры электронная и полностью автоматическая система бесступенчатой регулировки давления серии типоразмеров EAT фирмы Maico Aeromat; регулирование температуры — бесступенчатое, в диапазоне от +5 до +35°C; индикация неисправностей и рабочих режимов — посредством световых сигнализаторов; отдельный термодатчик для настенного монтажа.

Цена представленной поставки, франко-местонахождение, включая монтаж

€ \_\_\_\_\_

#### Поз. 11

Независимая от электросети вызывная аварийная установка:

3 устройства аварийного вызова типа NA-401 фирмы Elreha с встроенным аккумулятором;

для настенного монтажа, со ступенчатой клеммной коробкой, вмонтированным устройством подачи звукового сигнала (сирены), прозрачной крышкой. На каждой раздвижной двери низкотемпературной камеры размещается светящаяся контактная кнопка (всего 4 штуки).

Цена представленной поставки, франко-местонахождение, включая монтаж

€ \_\_\_\_\_



**Поз. 12**

Электронная регистрация температуры:

1 система регистрации с составлением протокола типа MiniMer 424A фирмы Elreha, для настенного монтажа; емкости памяти при записи каждые 15 минут хватает примерно на 6 лет. Диапазон регистрируемых температур от  $-110$  до  $+600^{\circ}\text{C}$ . В каждой низкотемпературной камере монтируется по 1 термодатчику типа TF501 12 M.

Цена представленной поставки, франко-местонахождение, включая монтаж  
€ \_\_\_\_\_

**Общая цена низкотемпературной установки:**

Поз. 1	9 испарителей	€
Поз. 2	9 нагревателей слива из испарителей	€
Поз. 3	комбинированная установка с винтовыми компрессорами	€
Поз. 4	воздушный конденсатор с осевыми вентиляторами	€
Поз. 5	модулирующая система регулирования давления для оттаивания перегретым паром	€
Поз. 6	трубопроводы для хладагента	€
Поз. 7	комбинированная установка с полугерметичными поршневыми компрессорами	альтернатива
Поз. 8	управление, связанное с оттаиванием горячим газом	€
Поз. 9	сигнальное устройство состояния хладагента	€
Поз.10	вентиляция машинного зала	€
Поз.11	вызывная аварийная установка	€
Поз.12	система регистрации температуры	€

**Общая цена установки** € \_\_\_\_\_

**Альтернатива 1:**

Поз. 3 + 4 отпадают, в противном случае – как описано выше;

Поз. 3а комбинированная система VPH 500-4090;

Поз. 4а конденсатор GVH 102B/2 × 2-N(D).

**Общая цена альтернативного варианта 1** € \_\_\_\_\_

Сроки поставки: по предварительной договоренности.

Срок действия Предложения: 3 месяца.

Не входят в поставку: любые не указанные здесь товары и услуги.

Гарантия: 1 год.

Условия платежа: по предварительной договоренности.

Мы постарались разработать для Вас достаточно выгодное Предложение и будем рады получить Ваш заказ. Гарантируем качественное исполнение точно в установленные сроки.

С дружеским приветом, .....

**4.3.25. Контрольные задания**

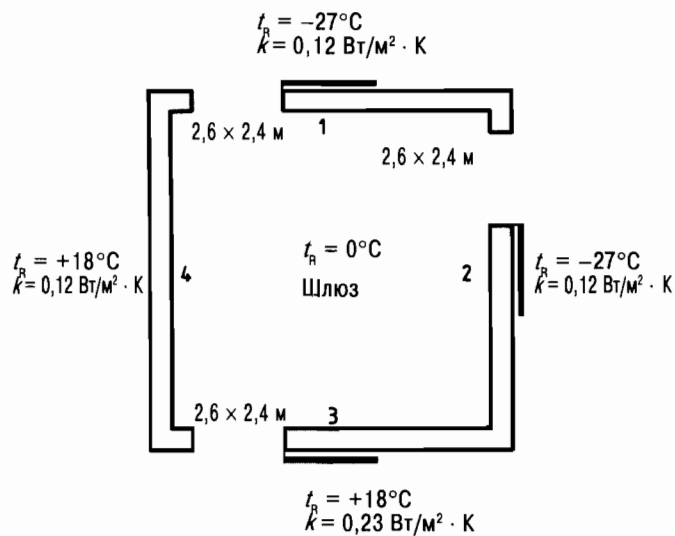
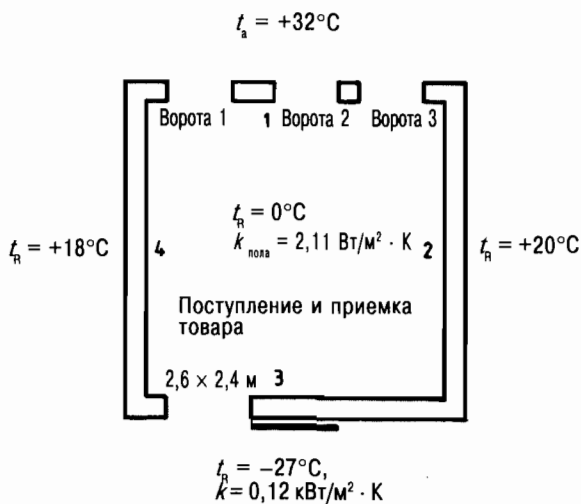
а) Выполнить расчет потребности в холоде для комбинированной установки охлаждения, причем речь идет об охлаждаемых помещениях с «отделом приемы товаров» и «шлюзовым коридором», где  $t_R = 0^{\circ}\text{C}$ .

Технические характеристики

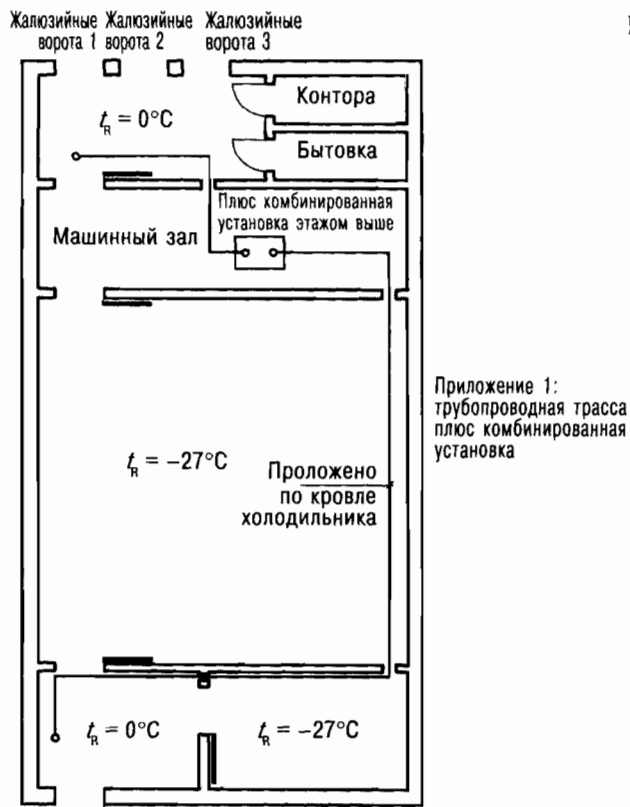
Приемка товаров:

- высота  $H = 4,50$  м;
- длина  $L = 12,50$  м;
- ширина  $B = 9,0$  м;
- теплоизоляция  $\delta = 0,08$  м; величина  $k = 0,23$  Вт/м<sup>2</sup> · К;

3 шт. жалюзийные ворота:  $B = 2,40$  м;  $H = 2,60$  м;  
 время открытия на каждые ворота: при грузах на поддонах 0,8 мин/тонну;  
 $t_{\text{amb}} = +32^{\circ}\text{C}$ .  
 Суточный грузооборот = 80 000 кг; на каждые ворота приходится примерно по 27 тонн груза. Потери в результате открытия ворот вычисляются по формуле Тамма.  
 Освещение: 5 Вт/м<sup>2</sup>.  
 $Q_{\text{погрузчика}} = 3\,200$  Вт.  
 Шлюз:  $H = 9$  м;  $L = 6$  м;  $B = 6$  м.  
 $Q_{\text{погрузчика}} = 3\,200$  Вт.  
 Освещение: 5 Вт/м<sup>2</sup>.  
 Продолжительность работы холодильной установки: 18 часов/сутки.  
 Хладагент: R 404A.



- б) Определить параметры соответствующих испарителей типа SGBE фирмы Küba.  
 в) Спроектировать все клапаны, вентили, запорные органы, осушители и т.д.  
 г) Рассчитать трубопроводы хладагента (см. рис. 4.69) с помощью расчетных диаграмм, вычислительных таблиц и соответствующих формул.  
 д) Выбрать комбинированную холодильную установку по табл. 4.31–4.34 при условии:  $\Delta T_{\text{всасывающ. трубопровода}} = 2 \text{ К}$ .  
 е) Разработать проект конденсатора с воздушным охлаждением фирмы Güntner при:  $t_{\text{LE}} = +32^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{C}} = +45^\circ\text{C}$ ; двумя вентиляторами; уровнем звукового давления  $\leq 55 \text{ дБ(А)}$ .  
 ж) Вычислить объем хладагента R 404A для заполнения установки охлаждения.  
 з) Составить обзорное структурированное Предложение.  
 и) Выполнить соответствующую технологическую схему.



#### Варианты решений

К п. а):

- поступление и приемка товара
- шлюз

$$Q_o = 26 \text{ кВт};$$

$$Q_o = 16 \text{ кВт};$$

$$Q_o = 42 \text{ кВт}.$$

К п. б):

- поступление и приемка товара:

$$t_{\text{Li}} = +2^\circ\text{C};$$

$$\Delta T_1 = 10 \text{ К};$$

$t_o$   $-8^{\circ}\text{C}$ ;  
 $t_o$  комбинир. установки  $-10^{\circ}\text{C}$ ;  
 выбрано:  $2 \times \text{SGBE } 82$ .  
 $Q_o = 13,26 \text{ кВт}$ ;  $n = 1\,400 \text{ об/мин}$ .

– шлюзовой коридор:

$t_{L1}$   $+2^{\circ}\text{C}$ ;  
 $\Delta T_1$   $10 \text{ K}$ ;  
 $t_o$   $-8^{\circ}\text{C}$ ;  
 $t_o$  комбинир. установки  $-10^{\circ}\text{C}$ ;  
 выбрано:  $1 \times \text{SGBE } 92$ .

$Q_o = 16,49 \text{ кВт}$ ;  $n = 1\,400 \text{ об/мин}$ .

К п. в):

Danfoss TES 5-5,0; R 404A; размер сопла 02;

Danfoss TES 5-3,7; R 404a; размер сопла 01;

Danfoss EVR 10; R 404A;  $\Delta P = 0,2 \text{ бар}$ ;

Danfoss DU 165s;

Danfoss DU 163s;

Danfoss GBC 16s; 35s; 10s;

Danfoss SGI 16s.

К п. г):

См. рис. 4.69.

К п. д):

VPP 300-468I;  $t_o = -10^{\circ}\text{C}$ ;  $t_c = +45^{\circ}\text{C}$ ;  $Q_o = 42,45 \text{ кВт}$ ;  $P_{\text{кл}} = 19,54 \text{ кВт}$ ;

VPP 400-2150;  $t_o = -10^{\circ}\text{C}$ ;  $t_c = +45^{\circ}\text{C}$ ;  $Q_o = 43,59 \text{ кВт}$ ;  $P_{\text{кл}} = 18,64 \text{ кВт}$ .

К п. е):

5-GVN 067B/2L(D);  $Q_c = 62 \text{ кВт}$ ; уровень звукового давления 55 дБ(А)

К п. г), а также к пп. ж)–и) решение не приводится.

Таблица 4.33

№ п/п	Тип	Компрессор	Холодопроизводительность, кВт, при температуре конденсации 45°C																
			Кол-во (шт.)	Тип	$t_1$	$t_0$	5	0	-2	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-14	-15	-16	-18
1	VPP 300-4641	3	4FC-3.2Y	20						34,51	33,10	30,39	27,85	25,51	23,31	22,26	21,26	19,36	17,56
2	VPP 300-4661	3	4EC-4.2Y	20						42,76	41,07	37,82	34,78	31,95	29,29	28,01	26,78	24,42	22,20
3	VPP 300-4681	3	4DC-5.2Y	20						52,23	50,17	46,20	42,45	38,94	35,62	34,03	32,50	29,58	26,85
4	VPP 300-4701	3	4CC-6.2Y	20						60,69	58,34	53,83	49,58	45,60	41,84	40,04	38,32	35,01	31,90
5	VPP 300-4211	3	4T-8.2Y	25						78,72	75,64	69,76	64,27	59,25	54,49	52,26	50,00	45,76	41,76
6	VPP 300-4231	3	4P-10.2Y	25						94,63	90,88	83,72	77,02	70,87	65,06	62,28	59,59	54,45	49,59
7	VPP 300-4251	3	4H-12.2Y	25						110,40	106,00	97,69	89,92	82,91	76,27	73,08	69,98	64,05	58,46
8	VPP 300-4271	3	4J-13.2Y	25						125,00	120,10	110,80	102,10	94,28	86,84	83,27	79,83	73,21	66,96
9	VPP 300-4011	3	4H-15.2Y	25						145,10	139,40	128,60	118,60	109,60	101,00	96,87	92,89	85,24	78,02
10	VPP 300-4031	3	4G-20.2Y	25						166,40	160,0	147,90	136,60	126,20	116,30	111,60	107,10	98,34	90,07
11	VPP 300-4291	3	6J-22.2Y	25						187,40	180,10	166,20	153,20	141,40	130,20	124,90	119,70	109,80	100,50
12	VPP 300-4051	3	6H-25.2Y	25						217,80	209,30	193,20	178,10	164,50	151,60	145,40	139,50	128,00	117,20
13	VPP 300-4071	3	6G-30.2Y	25						250,30	240,60	222,10	204,80	189,20	174,50	167,40	160,60	147,50	135,10
14	VPP 300-4091	3	6F-40.2Y	25						298,50	286,90	264,90	244,40	225,70	208,10	199,60	191,40	175,70	160,80
15	VPP 300-4071	4	6G-30.2Y	25						333,70	320,70	296,10	273,10	252,30	232,60	223,20	214,10	196,60	180,10
16	VPP 300-4091	4	6F-40.2Y	25						398,00	382,60	353,20	325,90	301,00	277,40	266,10	255,20	234,30	214,40
17	VPP 500-4091	5	6F-40.2Y	25						297,50	478,20	441,50	407,30	376,30	346,80	332,70	319,00	292,80	268,00
18	VPP 600-4091	6	6F-40.2Y	25						597,00	573,80	529,80	488,80	451,50	416,20	399,20	382,80	351,40	321,60

Таблица 4.34

№ п/п	Тип	Компрессор	Мощность на зажимах, кВт, при температуре конденсации 45°C																		
			Кол-во (шт.)	Тип	$t_1$	$t_2$	5	0	-2	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-14	-15	-16	-18	-20	
1	VPP 300-4641	3	4FC-3.2Y	20	14,28	14,04	13,56	13,06	12,55	12,04	11,79	11,53	11,02	10,50							
2	VPP 300-4661	3	4EC-4.2Y	20	17,10	16,84	16,32	15,78	15,21	14,64	14,35	14,07	13,49	12,90							
3	VPP 300-4681	3	4DC-5.2Y	20	21,07	20,78	20,17	19,54	18,89	18,20	17,85	17,47	16,70	15,93							
4	VPP 300-4701	3	4CC-6.2Y	20	24,78	24,41	23,64	22,84	22,00	21,14	20,71	20,27	19,39	18,51							
5	VPP 300-4211	3	4T-8.2Y	25	29,91	29,47	28,56	27,61	26,62	25,60	25,09	24,57	23,53	22,48							
6	VPP 300-4231	3	4P-10.2Y	25	35,65	35,16	34,09	32,97	31,74	30,50	29,86	29,22	27,92	26,61							
7	VPP 300-4251	3	4H-12.2Y	25	41,70	41,08	39,80	38,49	37,12	35,72	35,01	34,29	32,84	31,36							
8	VPP 300-4271	3	4J-13.2Y	25	48,40	47,55	45,86	44,19	42,55	40,89	40,06	39,23	37,54	35,85							
9	VPP 300-4011	3	4H-15.2Y	25	56,04	55,11	53,25	51,37	49,50	47,60	46,65	45,69	43,76	41,82							
10	VPP 300-4031	3	4G-20.2Y	25	65,23	64,16	62,01	59,85	57,68	55,50	54,40	53,30	51,09	48,85							
11	VPP 300-4291	3	6J-22.2Y	25	72,67	71,39	68,84	66,31	63,85	61,37	60,12	58,87	56,35	53,80							
12	VPP 300-4051	3	6H-25.2Y	25	84,15	82,75	79,94	77,13	74,31	71,46	70,03	68,60	65,71	62,79							
13	VPP 300-4071	3	6G-30.2Y	25	97,90	96,29	93,05	89,80	86,56	83,29	81,64	79,99	76,67	73,32							
14	VPP 300-4091	3	6F-40.2Y	25	117,00	115,20	111,50	107,80	103,80	99,83	97,81	95,78	91,69	87,55							
15	VPP 300-4071	4	6G-30.2Y	25	130,50	128,40	124,00	119,70	115,40	111,00	108,80	106,60	102,30	97,76							
16	VPP 300-4091	4	6F-40.2Y	25	156,00	153,60	148,70	143,70	138,40	133,10	130,40	127,70	122,20	116,70							
17	VPP 500-4091	5	6F-40.2Y	25	195,00	192,00	185,90	179,60	173,00	166,40	163,00	159,60	152,80	145,90							
18	VPP 600-4091	6	6F-40.2Y	25	234,10	230,40	223,10	215,60	207,60	199,60	195,60	191,60	183,40	175,10							

Таблица 4.35

№ п/п	Тип	Компрессор	Холодопроизводительность, кВт, при температуре конденсации 45°C															
			Кол-во (шт.)	Тип	$t_1$	$t_2$	5	0	-2	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-14	-15	-16
1	VPP 200-2110	2	ZS 21 K4E	25	16,97	14,44	13,51	12,62	12,19	11,77	10,96	10,19	9,49	8,81	8,48	8,17	7,56	6,98
2	VPP 200-2120	2	ZS 26 K4E	25	21,17	17,98	16,81	15,70	15,16	14,64	13,64	12,69	11,80	10,95	10,54	10,15	9,40	8,69
3	VPP 200-2130	2	ZS 30 K4E	25	24,66	21,05	19,70	18,40	17,78	17,17	15,99	14,87	13,80	12,78	12,30	11,82	10,92	10,07
4	VPP 200-2140	2	ZS 38 K4E	25	30,49	25,85	24,16	22,55	21,77	21,02	19,56	18,19	16,89	15,67	15,08	14,51	13,41	12,38
5	VPP 200-2150	2	ZS 45 K4E	25	36,67	31,02	28,96	27,01	26,08	25,17	23,44	21,79	20,25	18,79	18,08	17,41	16,11	14,87
6	VPP 300-2140	3	ZS 38 K4E	25	45,73	38,78	36,24	33,82	32,66	31,53	29,35	27,28	25,34	23,50	22,62	21,76	20,12	18,57
7	VPP 300-2150	3	ZS 45 K4E	25	55,00	46,53	43,45	40,52	39,12	37,76	35,16	32,69	30,38	28,18	27,13	26,11	24,16	22,31
8	VPP 400-2140	4	ZS 38 K4E	25	60,97	51,70	48,32	45,10	43,55	42,04	39,13	36,38	33,79	31,33	30,16	29,01	26,82	24,76
9	VPP 400-2150	4	ZS 45 K4E	25	73,33	62,04	57,93	54,03	52,16	50,35	46,88	43,59	40,50	37,58	36,17	34,82	32,22	29,74

Таблица 4.36

№ п/п	Тип	Компрессор	Мощность на зажимах, кВт, при температуре конденсации 45°C															
			Кол-во (шт.)	Тип	$t_1$	$t_2$	5	0	-2	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-14	-15	-16
1	VPP 200-2110	2	ZS 21 K4E	25	5,20	4,94	4,84	4,76	4,72	4,68	4,61	4,54	4,47	4,39	4,36	4,32	4,25	4,18
2	VPP 200-2120	2	ZS 26 K4E	25	6,38	6,06	5,95	5,85	5,80	5,75	5,65	5,56	5,47	5,38	5,34	5,29	5,19	5,10
3	VPP 200-2130	2	ZS 30 K4E	25	7,00	6,72	6,60	6,48	6,42	6,36	6,24	6,14	6,04	5,95	5,90	5,85	5,75	5,66
4	VPP 200-2140	2	ZS 33 K4E	25	9,12	8,62	8,44	8,28	8,20	8,12	7,96	7,82	7,68	7,54	7,48	7,42	7,29	7,16
5	VPP 200-2150	2	ZS 45 K4E	25	10,54	10,12	9,94	9,78	9,70	9,62	9,47	9,32	9,16	9,00	8,92	8,84	8,68	8,52
6	VPP 300-2140	3	ZS 38 K4E	25	13,68	12,93	12,67	12,42	12,30	12,18	11,95	11,73	11,52	11,32	11,22	11,12	10,93	10,74
7	VPP 300-2150	3	ZS 45 K4E	25	15,81	15,18	14,92	14,67	14,55	14,44	14,21	13,98	13,74	13,50	13,38	13,26	13,02	12,78
8	VPP 400-2140	4	ZS 38 K4E	25	8,24	17,24	16,89	16,56	16,40	16,24	15,93	15,64	15,36	15,09	14,96	14,83	14,58	14,32
9	VPP 400-2150	4	ZS 45 K4E	25	21,08	20,24	19,89	19,56	19,40	19,25	18,95	18,64	18,32	18,09	17,84	17,68	17,36	17,04

## 4.4. Проект: холодильное оборудование для потребительского рынка

### 4.4.1. Исходная ситуация

Для потребительского рынка с площадью основного торгового помещения 950 м<sup>2</sup> требуется составить Предложение на оснащение холодильной техникой и прочим торговым оборудованием.

Всем потенциальным оферентам направлены одинаковые по содержанию заказы, включающие в себя точное описание желаемого объема поставок. В принципе за основу здесь принимается деление на две зоны, а именно: зону нормального охлаждения с температурами кипения  $t_0 =$  от  $-10$  до  $-15^\circ\text{C}$  и низкотемпературную зону с температурами кипения  $t_0 =$  от  $-35$  до  $-40^\circ\text{C}$ .

Охлаждение объектов, каковыми в данном случае являются, помимо собственно холодильных камер, торговые прилавки и витрины, может осуществляться тремя разными способами: например, каждый объект снабжается своей собственной конденсаторной группой; либо каждый из них получает индивидуальный компрессор и все они сообща функционируют от одного конденсатора с радиальным вентилятором; либо речь может идти о комбинированной холодильной установке с централизованным производством холода.

В данном проекте рассматривается как раз третий вариант, то есть обеспечение охлаждаемых объектов холодом (как в зоне охлаждения, так и в зоне режима замораживания) от одной комбинированной холодильной установки с несколькими одинаковыми моторно-компрессорными агрегатами, которые, действуя в параллельной схеме, по мере необходимости, путем включения или отключения, автоматически устанавливают требуемую на данный момент холодопроизводительность.

В качестве холодильного агента для обеих зон выбирается R 507.

### 4.4.2. Определение базовых данных, необходимых для проектирования холодильной установки

#### 4.4.2.1. Местоположение

Потребительский рынок расположен на уровне земли в многоэтажном жилом и административном здании — между двумя параллельно проходящими улицами.

На нижнем этаже находится подземный гараж для покупателей, жильцов дома и работающих здесь сотрудников. Здесь же располагается и часть холодильных камер, машинный зал и монтажная зона для двух конденсаторов с воздушным охлаждением.

#### 4.4.2.2. Вид и объем торгового холодильного оборудования для потребительского рынка

Требуемые данные: точное количество и компоновка торгового холодильного оборудования, размеры и область применения его отдельных компонентов — задаются пользователем и могут быть взяты из прилагаемых чертежей (см. Приложение 3).

Для зоны охлаждения имеем следующие отдельные позиции.

1. Охлаждаемый прилавок для мясных изделий и колбас, в стандартном исполнении, с прямыми стеклами, планками для ценников на передней стороне и на стороне обслуживания, с гладкими витринами с регулируемым наклоном. Функциональные принадлежности на стороне обслуживания: 3 держателя кулчков и 4 кармана для оберточной бумаги.

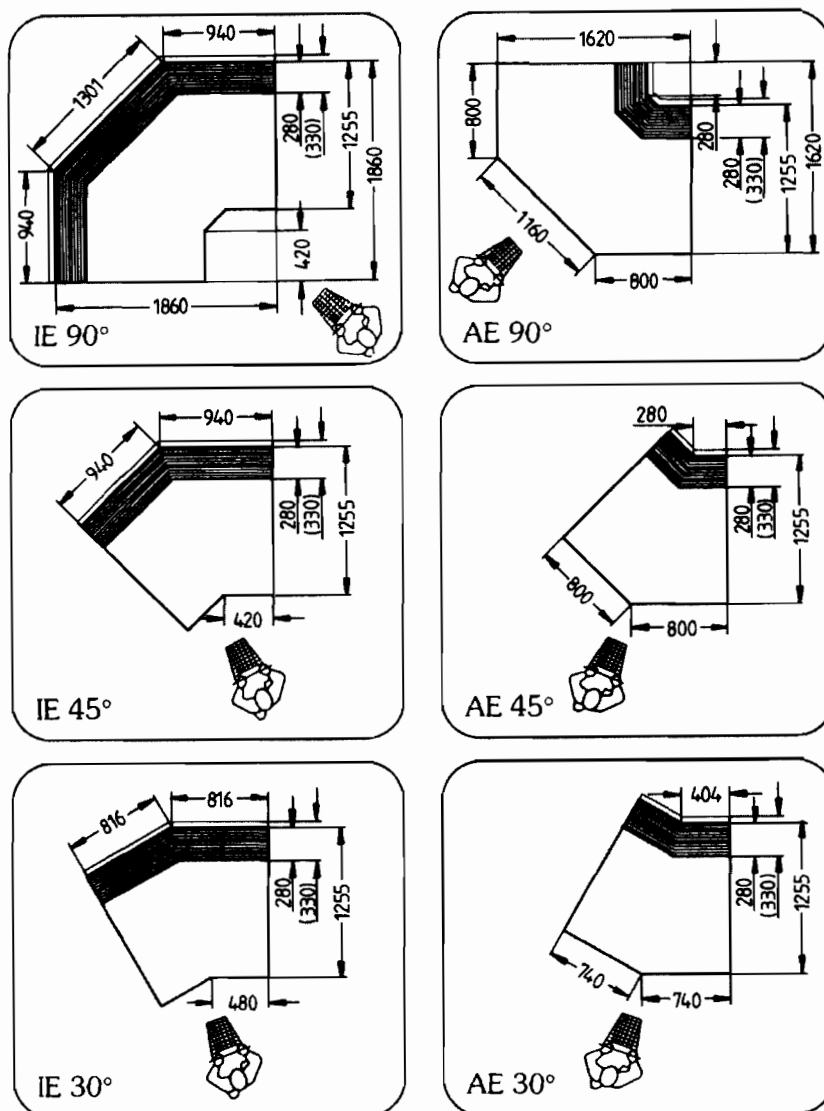


Торговый охлаждаемый прилавок состоит из 4 сборных модулей, а именно (если смотреть со стороны обслуживания слева направо):

- 1-й модуль: 2,50 м, прямой (стандартная длина);
- 2-й модуль: 1,875 м, прямой (стандартная длина);
- 3-й модуль: внутренний угол 45° (см. рис. 4.70);
- 4-й модуль: 3,75 м, прямой (стандартная длина).

Требуемая холодопроизводительность вычисляется на основе данных, взятых из технической документации изготовителя (табл. 4.37).

Следует обращать внимание на температурный диапазон, предполагаемый для всего прилавка или для отдельных стоек.



IE – внутренний угол, AE – внешний угол

Рис. 4.70.

Допускаются три зоны для внутренней температуры, а именно:

- зона 1:  $t_R = 0^\circ\text{C}$  до  $2^\circ\text{C}$  для мяса;
- зона 2:  $t_R = 2^\circ\text{C}$  до  $4^\circ\text{C}$  для колбас;
- зона 3:  $t_R = 4^\circ\text{C}$  до  $6^\circ\text{C}$  для сыров.

В принципе можно собрать прилавок любой длины, следует лишь учитывать диапазон температур и связанную с этим требуемую холодопроизводительность применительно к каждой длине.

В рассматриваемом проекте используется прилавок для мяса и колбасных изделий, так что систему снабжения холодом придется разделить на два контура регулирования, причем каждый из них предназначен для поддержания определенной температуры.

Температурный диапазон 1:  $t_R = 0^\circ\text{C}$  до  $2^\circ\text{C}$ ; контур 1:

модуль 1: длина = 2,50 м; холодопроизводительность = 0,58 кВт;  $t_o = -10^\circ\text{C}$ ;

модуль 2: длина = 1,875 м; холодопроизводительность = 0,46 кВт;  $t_o = -10^\circ\text{C}$ ;

модуль 3: внутренний угол  $45^\circ$ ; холодопроизводительность = 0,20 кВт;  $t_o = -10^\circ\text{C}$ .

Температурный диапазон 2:  $t_R = 2$  до  $4^\circ\text{C}$ ; контур 2:

модуль 4: длина = 3,75 м; холодопроизводительность = 0,83 кВт;  $t_o = -10^\circ\text{C}$ .

Суммарная холодопроизводительность охлаждаемого прилавка: 2,07 кВт при  $t_o = -10^\circ\text{C}$ .

В заключение, чтобы определить общую длину, к сумме длин всех элементов оборудования следует прибавить толщину обеих боковых стенок по 40 мм каждая.

Электрические мощности присоединяемых установок для отдельных конструктивных элементов и модулей берут из технической документации изготовителя, относящейся к электронагреву для оттаивания, обогрева станины, вентиляторов и освещению. Здесь мы имеем:

1-й модуль: 2,50 м, прямой:  $P_{эл} = 0,28$  кВт;

2-й модуль: 1,875 м, прямой:  $P_{эл} = 0,22$  кВт;

3-й модуль: внутренний угол  $45^\circ$ :  $P_{эл} = 0,13$  кВт;

4-й модуль: 3,75 м, прямой:  $P_{эл} = 0,45$  кВт.

Общая длина торгового охлаждаемого прилавка со стороны покупателя: 9,045 м.

Общая длина торгового охлаждаемого прилавка со стороны обслуживания: 10,085 м.

2. Торговый прилавок для сыров, в стандартном исполнении, с прямым остеклением, планками для ценников на передней стороне и стороне обслуживания, с гладкими витринами с регулируемым наклоном.

Функциональные принадлежности со стороны обслуживания: 2 держателя для кульков, 2 кармана для бумаги, 1 доска для нарезки.

Прилавок для сыров состоит из двух модулей – со стороны обслуживания слева направо:

1-й модуль: 2,50 м, прямой, холодопроизводительность 0,48 кВт;

2-й модуль: 1,875 м, прямой, холодопроизводительность 0,37 кВт.

Присоединяемые электрические мощности для отдельных модулей:

1-й модуль: 2,50 м, прямой:  $P_{эл} = 0,28$  кВт;

2-й модуль: 1,875 м, прямой:  $P_{эл} = 0,22$  кВт.

Суммарная холодопроизводительность: 0,85 кВт при  $t_o = -10^\circ\text{C}$ .

Общая длина прилавка: 4,455 м.

3. Охлаждаемая витрина для молочных продуктов с 4 рядами полок, планками для ценников, с соответствующей подсветкой. Габариты: глубина 0,5 м; высота спереди 0,45 м; общая высота 1,980 м; общая ширина 1,115 м; общая длина 7,58 м.

Дополнительное оснащение: экономичный пакетный выключатель для перемещения в ночное время снабженных электроприводом контейнеров на катках; возможность внешнего управления транспортными контейнерами в сочетании с распределительным устройством для освещения мест пребывания персонала рынка.

Здесь определяются три зоны для внутренней температуры, а именно:

зона 1:  $t_R = 2^\circ\text{C}$  до  $4^\circ\text{C}$ ;

зона 2:  $t_R = 4^\circ\text{C}$  до  $6^\circ\text{C}$ ;

зона 3:  $t_R = 5^\circ\text{C}$  до  $7^\circ\text{C}$ .

В этом случае заказчик дает предписания касательно зоны 3.

Охлаждаемая витрина для молочных продуктов имеет длину 7,58 м, то есть она состоит из двух стандартных модулей длиной по 3,75 м и двух боковых элементов по 40 мм каждый.

Для одного модуля длиной 3,75 м получаем на основе данных изготовителя холодопроизводительность = 3,65 кВт при температуре кипения  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ .

Общая холодопроизводительность: 7,30 кВт при  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ .

4. Охлаждаемая витрина для молочных продуктов с 4 рядами полок, планками для ценников, с соответствующей подсветкой. Габариты: глубина 0,5 м; высота спереди 0,45 м; общая высота 1,98 м; общая ширина 1,115 м; общая длина 5,08 м.

Дополнительное оснащение: экономичный пакетный выключатель для перемещения в ночное время снабженных электроприводом контейнеров на катках; возможность их внешнего управления в сочетании с распределительным устройством для освещения мест пребывания персонала рынка. Зоны для внутренних температур идентичны таковым из поз. 3, поскольку речь идет об оборудовании той же серии.

Заказчик дает предписания касательно зоны 3.

Охлаждаемая витрина для молочных продуктов имеет длину 5,08 м, то есть она собирается из двух стандартных модулей по 2,50 м и двух боковых элементов по 40 мм каждый.

Для одного модуля длиной 2,50 м получаем на основе данных изготовителя холодопроизводительность = 2,44 кВт при температуре кипения  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ .

5. Охлаждаемая витрина для колбас и деликатесов в упаковке с 4 рядами полок, планками для ценников, с соответствующей подсветкой. Габариты: глубина 0,5 м; высота спереди 0,45 м; общая высота 1,98 м; общая ширина 1,115 м; общая длина 5,08 м.

Прочее оснащение – как в поз. 4.

Три зоны для внутренних температур идентичны таковым в поз. 3, ибо речь идет об оборудовании той же серии. В этом случае заказчик дает предписания касательно зоны 1. Витрина для деликатесов и колбасных изделий имеет длину 5,08 м, то есть она собирается из двух стандартных модулей длиной по 2,50 м и двух боковых элементов по 40 мм каждый.

Для одного модуля длиной 2,50 м в температурной зоне 1 получаем на основе данных изготовителя холодопроизводительность = 2,99 кВт при температуре кипения  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ .

Общая холодопроизводительность: 5,76 кВт при  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ .

Для низкотемпературной зоны определяются следующие позиции.

1. Охлаждаемая витрина островного типа, в исполнении двойной ширины, с круговым остеклением (термостекло глубокой выгнутости, обеспечивающее зеркальное отражение разложенного товара). Обогреваемые огибающие поручни и угловые элементы песочно-серого цвета. Круговая противоударная стойка для тележек – базальтово-серого цвета. Плинтус и облицовка цоколя – титаново-серого цвета.

Общая длина: 7,94 м; ширина: 1,985 м; высота: 0,88 м.

Прочее оснащение: 26 разделительных решеток шириной по 800 мм для обоих каналов подачи товара.

Открытое торговое низкотемпературное оборудование используется в двух диапазонах температур.

Температурная зона 1 для быстрозамороженных деликатесов на уровне:

$$t_R = -18^\circ\text{C до } -20^\circ\text{C.}$$

Температурная зона 2 для мороженого на уровне:

$$t_R = -22^\circ\text{C до } -24^\circ\text{C.}$$

Низкотемпературная витрина островного типа состоит из двух стандартных модулей, каждая длиной 3,75 м.

Заказчик дает предписания касательно зоны 1. Из технической документации изготовителя выбираем нужную информацию для модуля 1 длиной 3,75 м: холодопроизводительность  $Q_o = 2,245$  кВт при  $t_o = -35^\circ\text{C}$ .

2. Две низкотемпературные витрины островного типа в исполнении двойной ширины, с круговым остеклением (термостекло глубокой вытяжки, обеспечивающее зеркальное отражение разложенного товара). Обогреваемые огибающие поручни и угловые элементы песочно-серого цвета. Круговая противоударная стойка для тележек – базальтово-серого цвета. Плинтус и облицовка цоколя – титаново-серого цвета.

Общая длина: 3,96 м; ширина: 1,985 м; высота: 0,88 м.

Прочее оснащение: каждый ларь – с 12 решетками для разделения товаров.

Заказчик дает предписания касательно температурной зоны 2.

Каждый из двух охлаждаемых ларей состоит из одного стандартного модуля длиной 3,75 м, холодопроизводительность для которого ( $Q_o = 3,36$  кВт) выбирается из составленных изготовителем таблиц параметров при  $t_o = -35^\circ\text{C}$ .

**Примечание:**

Значения холодопроизводительности в таблицах параметров от изготовителя (например, Linde) основаны на заданных характеристиках охлаждаемого торгового оборудования согласно EN441-4, ч. 4, Общие условия испытаний, таблица 1, класс кондиционирования 3: температура в сухом состоянии  $+25^\circ\text{C}$ , относительная влажность воздуха 60%, точка росы  $17^\circ\text{C}$ .

Это означает, что данное значение холодопроизводительности охлаждаемого оборудования приводится из расчета на температуру внутри торговой точки  $+25^\circ\text{C}$  и  $\phi = 0,60$ . Это более чем достаточно, поскольку среднегодовая температура в магазине обычно значительно ниже  $+25^\circ\text{C}$ .

**4.4.2.3. Вид и объем холодильных камер для потребительского рынка**

**4.4.2.3.1. Зона охлаждения**

1. Холодильная камера для молочных продуктов, с размерами: длина = 6,45 м; ширина = 2,15 м и высота = 2,80 м (размеры после изоляции) и следующими техническими характеристиками:

$t_R = +4^\circ\text{C до } +6^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T_{\text{общ}} = 21$  К;  $t_{\text{нач}} = +20^\circ\text{C}$ ; теплопередача ( $k$ ) = 0,35 Вт/м<sup>2</sup>; охлаждение продукта 16 К; загрузка: 100 кг/м<sup>2</sup> в день; время работы 16 часов/сутки; холодопроизводительность  $Q_o = 2,69$  кВт;

выбранный испаритель: Küba SGBE 51 с  $Q_o = 3,0$  кВт;

$$t_{L1} = +7^\circ\text{C}; \Delta T_1 = 10$$
 К.

2. Холодильная камера для мяса и колбас, с размерами: длина = 4,75 м; ширина = 1,7 м и высота = 2,60 м (размеры после изоляции) и следующими техническими характеристиками:

$t_R = 0^\circ\text{C}$  до  $+2^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T_{\text{общ}} = 25 \text{ K}$ ;  $t_{\text{нач}} = +10^\circ\text{C}$ ; теплопередача ( $k$ ) =  $0,35 \text{ Вт/м}^2$ ; охлаждение продукта  $8 \text{ K}$ ; загрузка:  $100 \text{ кг/м}^2$  в сутки; время работы  $16 \text{ часов/сутки}$ ; холодопроизводительность  $Q_o = 1,79 \text{ кВт}$ ;  
выбранный испаритель: Küba SGBE 41 с  $Q_o = 2,10 \text{ кВт}$ ;  
 $t_{L1} = +2^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T_1 = 10 \text{ K}$ .

3. Камера для охлаждения овощей и фруктов, с размерами: длина =  $6,45 \text{ м}$ ; ширина =  $2,15 \text{ м}$  и высота =  $2,80 \text{ м}$  (размеры после изоляции) и следующими техническими характеристиками:

$t_R = +4^\circ\text{C}$  до  $+6^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T_{\text{общ}} = 21 \text{ K}$ ;  $t_{\text{нач}} = +20^\circ\text{C}$ ; теплопередача ( $k$ ) =  $0,35 \text{ Вт/м}^2$ ; охлаждение продукта  $16 \text{ K}$ ; загрузка:  $80 \text{ кг/м}^2$  в сутки; время работы  $16 \text{ часов/сутки}$ ; холодопроизводительность  $Q_o = 4,01 \text{ кВт}$ ;  
выбранный испаритель: Küba SGBE 71 с  $Q_o = 5,0 \text{ кВт}$ ;  
 $t_{L1} = +7^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T_1 = 10 \text{ K}$ .

4. Установка для подготовки мяса, с размерами камеры: длина =  $7,30 \text{ м}$ ; ширина =  $3,50 \text{ м}$ ; высота =  $2,80 \text{ м}$ . Камера не изолирована; мощность действующего в ней электрооборудования приводится заказчиком (это может быть гриль, ополаскивающая машина и упаковочный механизм с  $P_{\text{общ}} = 6 \text{ кВт}$ ). Температура в камере  $t_R = +15^\circ\text{C}$ . Расчет расхода холода:

$Q_o = 10,0 \text{ кВт}$ ;  
выбранный испаритель: Küba DPB 043L с  $Q_o = 10,61 \text{ кВт}$ ;  
 $t_{L1} = +17^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T_1 = 10 \text{ K}$ .

#### 4.4.2.3.2. Низкотемпературная зона

Низкотемпературная камера на нижнем этаже, с размерами (после изоляции): длина =  $4,6 \text{ м}$ ; ширина =  $2,65 \text{ м}$  и высота =  $2,32 \text{ м}$  и следующими техническими характеристиками:

$t_R = -21^\circ\text{C}$  до  $-23^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T_{\text{общ}} = 48 \text{ K}$ ;  $t_{\text{нач}} = -12^\circ\text{C}$ ; теплопередача ( $k$ ) =  $0,35 \text{ Вт/м}^2$ ; охлаждение продукта  $11 \text{ K}$ ; загрузка:  $150 \text{ кг/м}^2$  в сутки; время работы  $18 \text{ часов/сутки}$ ; удельная теплоемкость продукта – после замораживания:  
 $c = 1,85 \text{ кДж/кг}$ ; холодопроизводительность  $Q_o = 3,0 \text{ кВт}$ ;  
выбранный испаритель: Küba SGBE 71 с  $Q_o = 3,88 \text{ кВт}$ ;  
 $t_{L1} = -20^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T_1 = 10 \text{ K}$ .

#### 4.4.2.4. Сводная таблица рабочих параметров для зон охлаждения и замораживания

Таблица 4.37

Объекты охлаждения	$Q_o$ , кВт	$t_o$ , °C
Поз. 1. Охлаждаемый прилавок для мяса и колбас	2,07	-10
Поз. 2. Охлаждаемый прилавок для сыров	0,85	-10
Поз. 3. Охлаждаемая витрина 1 для молочных продуктов	7,30	-10
Поз. 4. Охлаждаемая витрина 2 для молочных продуктов	4,88	-10
Поз. 5. Охлаждаемая витрина для деликатесов и колбас	5,76	-10
Поз. 6. Холодильная камера для молочных продуктов	3,0	-3
Поз. 7. Холодильная камера для мяса и колбас	2,10	-8

Таблица 4.37 (окончание)

Объекты нормального охлаждения	$Q_o$ , кВт	$t_o$ , °C
Поз. 8. Камера для охлаждения овощей и фруктов	5,0	-3
Поз. 9. Цех для подготовки мясных продуктов	10,61	+7
	Общая холодо-производительность 41,57 кВт	Исходная температура испарения $t_o = -10^\circ\text{C}$

Коэффициент одновременности: 0,90.

Таблица 4.38

Рекомендации по определению коэффициента одновременности: зона охлаждения	
Число объектов охлаждения	Коэффициент одновременности
от 0 до 5	0
от 6 до 10	0,90
свыше 10	0,85

В низкотемпературной зоне в целях безопасности лучше отказаться от коэффициента одновременности.

Общая холодопроизводительность в зоне нормального охлаждения:  
41,57 кВт · 0,90 = 37,41 кВт при  $t_o = -10^\circ\text{C}$ .

Низкотемпературные объекты	$Q_o$ , кВт	$t_o$ , °C
Поз. 1. Низкотемпературная витрина островного типа 1	4,49	-35
Поз. 2. Низкотемпературная витрина островного типа 2, для мороженого	3,36	-35
Поз. 3. Низкотемпературная витрина островного типа 3, для мороженого	3,36	-35
Поз. 4. Низкотемпературный прилавок	3,25	-31
	Общая холодо-производительность 14,46 кВт	Исходная температура кипения $t_o = -35^\circ\text{C}$

Определение коэффициента одновременности — отпадает. При наличии всего четырех объектов охлаждения в низкотемпературной зоне приходится отказаться от этого по соображениям безопасности.

#### 4.4.3. Выбор низкотемпературной установки с переохлаждением жидкости

Низкотемпературная установка, работающая на хладагенте R 507 с компрессорами Bitzer-Octagon и переохладителем жидкости, выбирается по данным технической документации следующим образом (табл. 4.39).

Для всасывающего трубопровода изначально вычисляется потеря давления  $\Delta T_{sl} = 2 \text{ K}$ , так что параметры комбинированной низкотемпературной установки выбираются с расчетом на температуру испарения  $t_o = -37^\circ\text{C}$  и температуру конденсации  $t_c = +40^\circ\text{C}$ .

Таблица 4.39

№ п/п	Тип	Компрессор	Холодопроизводительность, кВт, при температуре конденсации 40°C															
			Кол-во (шт.)	Тип	$t_1$	$t_0$	-25	-27	-29	-30	-32	-34	-35	-36	-37	-39	-40	-41
1	VPM 305-4641	3	4FC-32Y	A	7,23	6,49	5,80	5,48	4,90	4,35	4,08	3,83	3,58	3,10	2,88	2,66	2,25	1,86
				B	21,99	19,73	17,65	16,67	14,90	13,23	12,42	11,64	10,89	9,45	2,66	8,10	6,84	5,67
2	VPM 305-4661	3	4EC-42Y	A	9,16	8,26	7,42	7,02	6,29	5,59	5,26	4,94	4,62	4,02	3,73	3,45	2,93	2,44
				B	27,85	25,12	22,57	21,36	19,13	17,02	16,00	15,01	14,05	12,22	11,35	10,51	8,91	7,42
3	VPM 305-4681	3	4DC-52Y	A	11,07	9,99	8,96	8,46	7,50	6,61	6,20	5,81	5,44	4,75	4,44	4,14	3,62	3,17
				B	33,66	30,37	27,24	25,74	22,81	20,12	18,86	17,57	16,53	14,45	13,50	12,61	11,01	9,65

№ п/п	Тип	Компрессор	Мощность на зажимах, кВт, при температуре конденсации 40°C															
			Кол-во (шт.)	Тип	$t_1$	$t_0$	-25	-27	-29	-30	-32	-34	-35	-36	-37	-39	-40	-41
1	VPM 305-4641	3	4FC-32Y	A	9,00	8,46	7,93	7,68	7,20	6,70	6,45	6,19	5,93	5,40	5,13	4,85	4,29	3,72
				B	27,85	25,12	22,57	21,36	19,13	17,02	16,00	15,01	14,05	12,22	11,35	10,51	8,91	7,42
2	VPM 305-4661	3	4EC-42Y	A	11,07	10,51	9,94	9,66	9,10	8,52	8,22	7,91	7,59	6,94	6,60	6,25	5,54	4,80
				B	33,66	30,37	27,24	25,74	22,81	20,12	18,86	17,57	16,53	14,45	13,50	12,61	11,01	9,65
3	VPM 305-4681	3	4DC-52Y	A	13,47	12,73	11,99	11,61	10,81	10,04	9,66	9,29	8,92	8,21	7,86	7,52	6,85	6,21
				B	33,66	30,37	27,24	25,74	22,81	20,12	18,86	17,57	16,53	14,45	13,50	12,61	11,01	9,65

**Выбрано:** Celsius VPM 305-4681 с тремя компрессорами Bitzer 4DC-5.2Y, с добавочными вентиляторами для охлаждения головки цилиндра, с холодопроизводительностью  $Q_o = 16,53$  кВт и производительностью переохладителя  $Q_o = 5,44$  кВт.

Потребляемая мощность на зажимах составляет  $P_{ки} = 8,92$  кВт в рабочей точке.

Объем поставки:

Агрегаты серии типоразмеров VPP и VPM состоят из нескольких полугерметичных моторно-компрессорных блоков, работающих в параллельной схеме на общий холодильный цикл.

Все относящиеся к этим агрегатам аппараты, трубопроводы, устройства, арматура и коммутационные аппараты размещены на общей устойчивой станине в виде готового к подключению компактного модуля в сборе, с уложенными трубами, с лаковым покрытием RAL 5010 (цвет — базальтовый голубой) и с изоляцией на стороне всасывания.

Каждый агрегат при этом уже заправлен специальным маслом для холодильных машин и защитным газом.

Исполнение и оснащение соответствуют действующим нормам техники безопасности согласно BGV D4, предписаниям Органов технического надзора, нормативам для сосудов под давлением и регламентациям по обращению с ними, а также рекомендациям AD.

Агрегат указанной выше серии состоит, в частности, из 3–6 штук одинаковых по размеру, одноступенчатых, полугерметичных моторных компрессоров фирмы Bitzer для зон соответственно охлаждения и замораживания.

Компрессоры с встроенным электродвигателем снабжены добавочным вентилятором, дифференциальным выключателем давления масла (при использовании компрессоров Ostagon не требуется предохранительный выключатель давления масла), системой обогрева картера и электронным реле защиты двигателя.

Станина выполнена с таким расчетом, чтобы можно было без принятия каких-либо дополнительных мер навесить теплообменник для системы регенерации тепла (сетевая или техническая вода) либо установить переохладитель хладагента с принадлежностями.

Соединения трубопроводов предусмотрены у границы агрегата. Безупречное функционирование обеспечивают также:

- 1 коллектор для отвода масла на стороне всасывания и для отделения жидкости;
- 1 до 4 фильтров-осушителей на стороне всасывания;
- 1 общий нагнетательный трубопровод;
- 1 щит управления со следующими устройствами:
  - 1 манометр высокого давления с глицериновым наполнителем;
  - 1 манометр давления всасывания с глицериновым наполнителем;
  - 1 предохранительное реле давления (DWFK);
  - 1 предохранительное реле давления (DWK);
  - 1 ограничитель давления (DBK);
  - 1 ограничитель давления (SDBK);
  - 1 регулятор давления всасывания для зависящего от него управления компрессорами, или — на выбор — измерительный преобразователь низкого давления, или — на выбор — реле контроля высокого давления для управления вентиляторами конденсатора или измерительный преобразователь высокого давления;
- 1 коллектор для хладагента: с двумя смотровыми стеклами, электронным контролем уровня, предохранительным клапаном, запираемым с обеих сторон фильтром-осушителем, смотровым стеклом с индикатором влажности и запорным клапаном;
- 4–6 штук резино-металлических элементов — в зависимости от веса и длины установки.



Таблица 4.40

№ п/п	Тип Компрессор	Холодопроизводительность, кВт, при температуре конденсации 45°C													
		Кол-во (шт.)	Тип	$t_1, t_0$	20	-2	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-14	-15	-16
1	VPP 300-4641	3	4FC-3.2Y	20	34,51	33,10	30,39	27,85	25,51	23,31	22,26	21,26			
2	VPP 300-4661	3	4EC-4.2Y	20	42,76	41,07	37,82	34,78	31,95	29,29	28,01	26,78			
3	VPP 300-4681	3	4DC-5.2Y	20	52,23	50,17	46,20	42,45	38,94	35,62	34,03	32,50			
4	VPP 300-4701	3	4CC-6.2Y	20	60,69	58,34	53,83	49,58	45,60	41,84	40,04	38,32			

№ п/п	Тип Компрессор	Мощность на зажимах, кВт, при температуре конденсации 45°C													
		Кол-во (шт.)	Тип	$t_1, t_0$	20	-2	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-14	-15	-16
1	VPP 300-4641	3	4FC-3.2Y	20	14,28	14,04	13,56	13,06	12,55	12,04	11,79	11,53			
2	VPP 300-4661	3	4EC-4.2Y	20	17,10	16,84	16,32	15,78	15,21	14,64	14,35	14,07			
3	VPP 300-4681	3	4DC-5.2Y	20	21,07	20,78	20,17	19,54	18,89	18,20	17,85	17,47			
4	VPP 300-4701	3	4CC-6.2Y	20	24,78	24,41	23,64	22,84	22,00	21,14	20,71	20,27			

#### 4.4.4. Выбор стандартной холодильной компаунд-установки

Комбинированная низкотемпературная установка оснащена переохладителем жидкого хладагента. Холодопроизводительность такого теплообменника составляет:  $Q_{o,U} = 5,44$  кВт.

Переохлаждение жидкого хладагента в комбинированной низкотемпературной установке осуществляется через установку для охлаждения. Переохладитель жидкого хладагента (R 507/испаритель R 507) выполнен в виде пластинчатого теплообменника и снабжен терморегулирующим вентилем, электромагнитным клапаном, запорным клапаном, трубопроводом и комплектной изоляцией.

Этот теплообменник можно рассматривать как еще один объект охлаждения комбинированной установки в режиме охлаждения.

По этой причине следует принимать в расчет более высокую холодопроизводительность выбираемой холодильной установки, а именно:

$$Q_o = 37,41 \text{ кВт при } t_o = -12^\circ\text{C} (\Delta T_{sl} = 2 \text{ К уже учтено})$$

$$+ Q_{o,U} = 5,44 \text{ кВт}$$

$$Q_{o, \text{общ}} = 42,85 \text{ кВт при } t_o = -12^\circ\text{C}.$$

Как можно видеть из технической документации изготовителя (табл. 4.40), здесь выбирается установка охлаждения для R 507 с компрессорами фирмы Bitzer.

Выбрано: Celsius VPP 300-4701 с тремя компрессорами Bitzer 4CC-6.2Y, с холодопроизводительностью  $Q_o = 45,60$  кВт и потребляемой мощностью на зажимах  $P_{кл} = 22,00$  кВт.

Температура кипения  $t_o = -12^\circ\text{C}$ , а температура конденсации  $t_c = +45^\circ\text{C}$ .

#### 4.4.5. Расчет холодильных коэффициентов

Агрегат для охлаждения:

$$Q_o = 45,60 \text{ кВт};$$

$$P_{кл} = 22,00 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{P_{кл}} = \frac{45,60 \text{ кВт}}{22,0 \text{ кВт}} = 2,07.$$

Низкотемпературный агрегат:

$$Q_o = 16,53 \text{ кВт};$$

$$P_{кл} = 8,92 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{P_{кл}} = \frac{16,53 \text{ кВт}}{8,92 \text{ кВт}} = 1,85.$$

Низкотемпературный агрегат с переохладителем:

$$Q_o = 16,53 \text{ кВт};$$

$$Q_{o,U} = 5,44 \text{ кВт};$$

$$Q_{o, \text{общ}} = 21,97 \text{ кВт при равной потребляемой мощности на зажимах};$$

$$P_{кл} = 8,92 \text{ кВт}.$$

Если производительность переохладителя показать через увеличение ( $\varepsilon$ ) низкотемпературной установки ( $T_k$ ), потребуется повышение потребляемой мощности на величину:

$$P_{кл, \text{Тк}} = Q_{o,U} / \varepsilon_{\text{Тк}} = 5,44 \text{ кВт} / 1,85 = 2,94 \text{ кВт}.$$

Но в силу того, что переохладитель рассматривается в качестве еще одного охлаждаемого объекта установки охлаждения ( $K_1$ ), это дополнительное потребление мощности снижается до величины:

$$P_{кл, \text{Тк}} = Q_{o,U} / \varepsilon_{\text{Nк}} = 5,44 \text{ кВт} / 2,07 = 2,63 \text{ кВт}$$

При рассмотрении действия переохладителя жидкости в  $lgP, h$ -диаграмме (хладагент R 507,  $t_0 = -35^\circ\text{C}$ ;  $t_c = +40^\circ\text{C}$ ;  $t_3 = +38^\circ\text{C}$  без переохладителя;  $t_3 = 0^\circ\text{C}$  с переохладителем) обнаруживается следующее:

– получение полезного холода без применения переохладителя жидкости:

$$q_{\text{ON},1} = h_1 - h_4 = 349 - 255 = 94 \text{ кДж/кг};$$

– получение полезного холода с применением переохладителя жидкости

$$q_{\text{ON},2} = h_1 - h_4 = 349 - 200 = 149 \text{ кДж/кг}.$$

Таким образом, использование переохладителя жидкости способствует увеличению получаемого полезного холода более чем на 50%. При равной холодопроизводительности сокращается расход массы хладагента, так что для рассматриваемой комбинированной установки может быть выбран компрессор меньшего размера.

Эта разница отчетливо проявляется при проектировании низкотемпературной установки без переохладителя жидкости.

Установка типа VPM 300 4210, о которой идет речь, обеспечивает с помощью трех компрессоров типа 4T-8.2Y холодопроизводительность  $Q_0 = 18,53 \text{ кВт}$  с  $P_{\text{кл}} = 13,38 \text{ кВт}$ . Холодильный коэффициент в этом случае  $\varepsilon = 1,38$ .

#### 4.4.6. Выбор конденсаторов с воздушным охлаждением

Заказчику желательно установить конденсаторы как можно дальше от здания, чтобы исходящий от них шум не превышал уровня в 40 дБ(А) при измерении с расстояния 5 метров.

Каждой холодильной установке предназначен свой конденсатор с воздушным охлаждением фирмы Güntner, предлагаемый в вертикальном исполнении.

Оба конденсатора монтируются на стальном основании над входом в подземный гараж, расположенный на нижнем этаже.

Удаленность от комбинированной установки в машинном зале, размещенном на уровне нижнего этажа, составляет  $l_{\text{геом}} = 25$  метров.

##### 4.4.6.1. Выбор конденсатора для установки нормального охлаждения

Здесь предлагаются следующие технические характеристики:

$$Q_0 = 45,60 \text{ кВт};$$

$$+ P_{\text{кл}} = 22,00 \text{ кВт};$$

$$Q_c = 67,60 \text{ кВт}.$$

Температура воздуха на входе  $t_{\text{LE}} = +32^\circ\text{C}$ ; температура кипения  $t_0 = -12^\circ\text{C}$ ; температура конденсации  $t_c = +45^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T = 13 \text{ К}$ .

##### 4.4.6.2. Выбор конденсатора для низкотемпературной установки

Предлагаемые технические параметры:

$Q_0 = 16,53 \text{ кВт}$ ;  $Q_{0, \text{U}} = 5,44 \text{ кВт}$ ;  $P_{\text{кл}} = 8,92 \text{ кВт}$ ;  $t_c = +40^\circ\text{C}$  и  $t_{\text{LE}} = +32^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T = 8 \text{ К}$ ; поправочный коэффициент для разности температур, отличной от 15 К,  $f_2 = 0,55$ .

$$Q_0 = 16,53 - 5,44 = 11,09 \text{ кВт}.$$

$$Q_0 = 11,09 \text{ кВт};$$

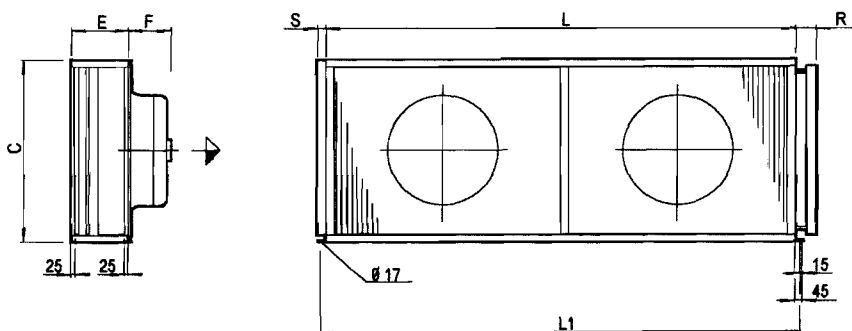
$$+ P_{\text{кл}} = 8,92 \text{ кВт};$$

$$Q_c = 20,01 \text{ кВт}.$$

Рис. 4.71.

Конденсатор		S-GVV 082C/2-E(D)	
<b>Производительность:</b>	67,6 кВт	<b>Хладагент:</b>	<b>R507</b>
Объемный расход воздуха:	17 900 м <sup>3</sup> /час	Температура нагретого газа:	74,0°C
Воздух на входе:	32,0°C	Температура конденсации:	45,0°C
Геодезическая высота:	0 м	Выход конденсата:	43,5°C
Теплопроводность	22,1 Вт/м <sup>2</sup> · К	Объемный расход нагретого газа:	13,67 м <sup>3</sup> /час
		Расход массы потока:	1552 кг/час
		Падение давления:	0,54 К
Вентиляторы:	2 шт. 3/400/500	Уровень звукового давления: на расстоянии:	39 дБ(А) 5,0 м
Характеристика двигателей		звуковая мощность:	66 дБ(А)
– число оборотов:	380 в мин		
– мощность:	0,25 кВт		
– потребление тока:	0,67 А		
Корпус:	Оцинкованная сталь, RAL 7032	Трубы теплообменника:	Медь
Поверхность теплообмена:	335,0 м <sup>2</sup>	Ребра:	алюминий
Емкость труб:	41 л	Присоединения	
Шаг ребер:	2,4 м	– входной патрубок:	35,0 × 1,5 мм
Проходы:	8	– выходной патрубок:	35,0 × 1,5 мм
Порожний вес:	365 кг	– нитки трубопровода:	11
<b>Размеры устройства (мм):</b>			
длина = 2650 мм			
ширина = 550 мм			
высота = 865 мм			
число лап: –			

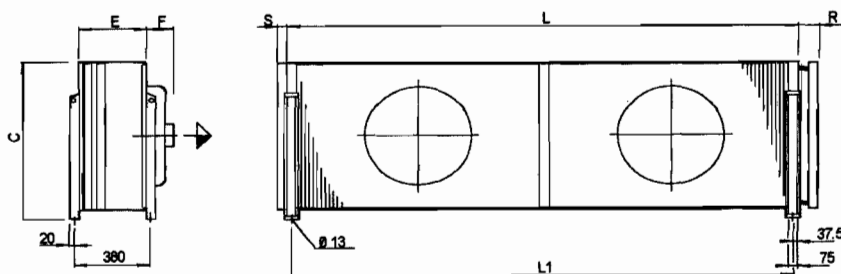
(S – выходной патрубок: 35,0 × 1,5 мм; коллекторная труба: 35,0 × 1,5 мм.)



L = 4000 мм      E = 490 мм      R = 110 мм  
 C = 1185 мм      L1 = 4060 мм      S = 50 мм  
 F = 360 мм

Рис. 4.72.

<b>Конденсатор</b>		<b>GVV 052C/2-L(S)</b>	
<b>Производительность:</b>	20,1 кВт	<b>Хладагент:</b>	<b>R507</b>
Объемный расход воздуха:	8 480 м <sup>3</sup> /час	Температура нагретого газа:	69,0°C
Воздух на входе:	32,0°C	Температура конденсации:	40,0°C
Геодезическая высота:	0 м	Выход конденсата:	39,0°C
Теплопроводность	21,8 Вт/м <sup>2</sup> · К	Объемный расход нагретого газа:	4,64 м <sup>3</sup> /час
		Расход массы потока:	452 кг/час
		Падение давления:	0,0084 К
Вентиляторы:	2 шт. 3/400/500	Уровень звукового давления: на расстоянии:	40 дБ(А) 5,0 м
Характеристика двигателей		звуковая мощность:	66 дБ(А)
– число оборотов:	640 в мин		
– мощность:	0,20 кВт		
– потребление тока:	0,41 А		
Корпус:	Оцинкованная сталь, RAL 7032	Трубы теплообменника:	Медь
Поверхность теплообмена:	149,6 м <sup>2</sup>	Ребра:	алюминий
Емкость труб:	30 л	Присоединения	
Шаг ребер:	2,2 м	– входной патрубков:	35,0 × 1,5 мм
Проходы:	4	– выходной патрубков:	35,0 × 1,5 мм
Порожний вес:	179 кг	– нитки трубопровода:	31
<b>Размеры устройства (мм):</b>			
длина =	2650 мм		
ширина =	550 мм		
высота =	865 мм		
число лап:	–		



L = 2650 мм    E = 340 мм    R = 100 мм  
 C = 865 мм    L1 = 2575 мм    S = 50 мм  
 F = 210 мм

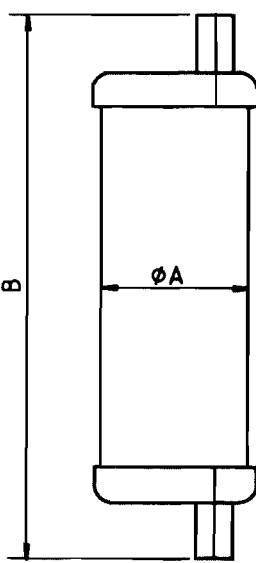
#### 4.4.7. Проектирование шумоглушителей для агрегатов

Заказчик предписывает использование шумоглушителей в нагнетательном трубопроводе. На основе заданной геометрической длины  $l_{\text{геом}} = 25$  метров для нагнетательного трубопровода рассчитываем для установки охлаждения:

Нагнетательный трубопровод (DL):  $35 \times 1,5$  мм (добавка 30% на неизвестные фитинги с учетом преимущественно прямой прокладки труб). Выбор подходящего шумоглушителя производится с учетом размера нагнетательного трубопровода.

Выбранный шумоглушитель: фирмы AC + R; тип S-6413, пайка 35 мм,  $L = 34$  мм и  $D = 102$  мм.

Таблица. 4.41. Шумоглушитель



Модель	Размеры			Мощность, кВт	
	Соединения дюймы	мм	мм		
S-6302 M		6	76	197	5,0
S-6303 M	3/8	10	76	197	8,0
S-6304	1/2	12	76	197	8,0
S-6305	5/8	16	76	197	9,0
S-6307	7/8	22	76	246	10,0
S-6311	1 1/8	28	76	246	10,0
S-6404	1/2	12	102	171	10,0
S-6405	5/8	16	102	171	17,5
S-6407	7/8	22	102	178	35,0
S-6411	1 1/8	28	102	337	42,0
S-6413	1 3/8	35	102	349	100,0
S-6415	1 5/8	42	102	464	125,0
S-6621	2 1/8	54	152	533	150,0
S-6625	2 5/8	67	152	533	300,0
S-6631	3 1/8	80	152	568	400,0

Шумоглушители для горизонтального или вертикального монтажа предназначены для поглощения пульсаций в трубопроводе сжатого газа, протекающего от компрессора. Отражательные щитки в устройствах рассчитаны на минимальное падение давления. Они изменяют скорость течения газа внутри глушителя и приводят к затуханию волн высокой частоты у компрессоров с относительно большим числом оборотов, равно как и пульсацию в установках с компрессорами более низкого числа оборотов. Выбор параметров шумоглушителя осуществляется в зависимости от размера трубопровода сжатого газа.

Так, модели серии S-63 пригодны для максимального рабочего давления 34,5 бар, серии S-64 и S-66 – для давления 31,0 бар. Последние оснащены F.P.T-соединением 1/8" для использования дополнительного перепускного клапана. Все перечисленные модели могут монтироваться как вертикально, так и горизонтально.

Для низкотемпературной установки при длине  $l_{\text{геом}} = 25$  м с добавлением 30% на неизвестные фитинги получаем нагнетательный трубопровод (DL):  $22 \times 1$  мм.

Выбранный шумоглушитель: фирмы AC + R; тип S-6407, пайка 22 мм,  $L = 178$  мм и  $D = 102$  мм.

#### 4.4.8. Выбор регулятора давления для испарителя в цехе подготовки мяса

Для производственного цеха был выбран испаритель Küba DPB043L с  $Q_o = 10,6$  кВт;  $t_{L1} = +17^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T_1 = 10$  К; во всасывающий трубопровод прямо на выходе из испарителя встраивается регулятор давления с учетом того, что температура кипения  $t_o = +7^\circ\text{C}$  значительно выше рабочей температуры агрегата  $t_o = -12^\circ\text{C}$ .

Данный регулятор служит для поддержания постоянного давления в испарителе и, следовательно, постоянной температуры на его поверхности. Регулирование осуществляется по принципу модулирования. В результате дросселирования во всасывающем трубопроводе объем хладагента согласуется с нагрузкой испарителя. Регулятор действует на закрытие, как только давление в испарителе падает ниже установленной величины.

Расчет регулятора давления в испарителе типа KVP фирмы Danfoss:

Давление в испарителе DPB043L должно удерживаться на уровне рабочего давления  $P_o = 7,68$  бар; это соответствует температуре кипения  $t_o = +7^\circ\text{C}$ .

Регулятор давления в испарителе настраивается таким образом, чтобы при давлении  $P_o = 6,6$  бар он обеспечивал закрытие во избежание образования наледа инея на испарителе.

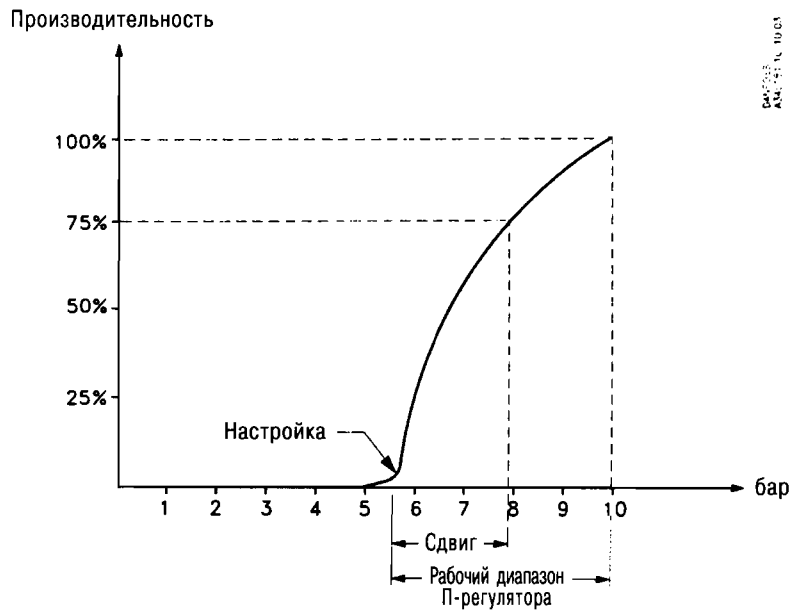
Это давление соответствует температуре  $t_s = +2^\circ\text{C}$ .

Табличные значения номинальной производительности основаны на температуре кипения  $t_o = -10^\circ\text{C}$ , температуре жидкого хладагента  $t_v = +25^\circ\text{C}$ , перепаде давления в регуляторе  $\Delta P = 0,2$  бар и величине сдвига  $0,6$  бар.

В целях более точного выбора параметров регулятора давления в испарителе производится пересчет текущей производительности последнего с помощью различных поправочных коэффициентов.

Таблица 4.42

Операция 1: поправочные коэффициенты для температуры жидкости $t_v$									
$t_v, ^\circ\text{C}$	10	15	20	25	30	35	40	45	50
R 134a	0,88	0,92	0,96	1,0	1,05	1,10	1,16	1,23	1,31
R 22	0,90	0,93	0,96	1,0	1,05	1,10	1,13	1,18	1,24
R 404A / R 507	0,84	0,89	0,94	1,0	1,07	1,16	1,26	1,40	1,57
R 407C	0,88	0,91	0,95	1,0	1,05	1,11	1,18	1,26	1,35
Операция 2: поправочные коэффициенты для сдвига									
Сдвиг, бар	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	Надо определить поправочный коэффициент сдвига для данного клапана. Сдвиг клапана — это разность требуемой температуры испарения и минимальной температуры	
KVP 12									
KVP 15	2,5	1,4	1,0	0,77	0,67	0,59			
KVP 22									
KVP 28		1,4	1,0	0,77	0,67	0,59	0,53		
KVP 35									
Операция 3:									
$Q_{o, \text{корректир}} = Q_{o, \text{испарителя}}$	$\cdot$ поправочный коэффициент от $t_v$ $\cdot$ поправочный коэффициент на сдвиг								



**Рис. 4.73.** Диапазон пропорциональности

Диапазон пропорциональности (рабочий диапазон пропорционального регулятора) определен как давление, необходимое для перехода клапана из закрытого положения в положение полного открытия.

**Пример:** Если клапан пропорционального регулирования настроен таким образом, что он открывается при давлении на входе = 4 бар, а рабочий диапазон П-регулятора = 1,7 бар, то такой клапан достигает максимальной производительности, когда давление на входе повышается до 5,7 бар.

**Сдвиг:** Здесь речь идет о разнице между желаемым рабочим давлением/температурой и минимально допустимым давлением/температурой. Сдвиг всегда является частью диапазона пропорциональности.

*Пример расчета:*

Испаритель типа DPB043L фирмы Küba для камеры подготовки мяса (соединение на стороне всасывания: 35 мм).

**Технические характеристики:**

R 507;  $t_{L1} = +17^{\circ}\text{C}$ ;  $\Delta T_1 = 10 \text{ K}$ ;  $t_o = +7^{\circ}\text{C}$ ;  $P_o = 7,68 \text{ бар}$ ;  $Q_{o,Vda} = 10,61 \text{ кВт}$ ; давление при закрытии клапана  $P_s = 6,60 \text{ бар}$ ,  $t_s = +2^{\circ}\text{C}$ .

Поправочные коэффициенты согласно табл. 4.42:

$t_3 = +43^{\circ}\text{C}$ ; коэффициент  $t_v$ : 1,32.

Сдвиг:

$\Delta P = P_o - P_s = 7,68 \text{ бар} - 6,60 \text{ бар} = 1,08 \text{ бар}$ .

$\Delta P = 1,08 \text{ бар}$ ; коэффициент: 0,67.

$Q_{o, \text{скорректир}} = 10,61 \cdot 1,32 \cdot 0,67 = 9,38 \text{ кВт}$ .

Выбор по таблицам изготовителя: тип KVP35 с  $Q_o = 9,6 \text{ кВт}$ ;  $\Delta P_{\text{клапана}} = 0,20 \text{ бар}$ , R 507.



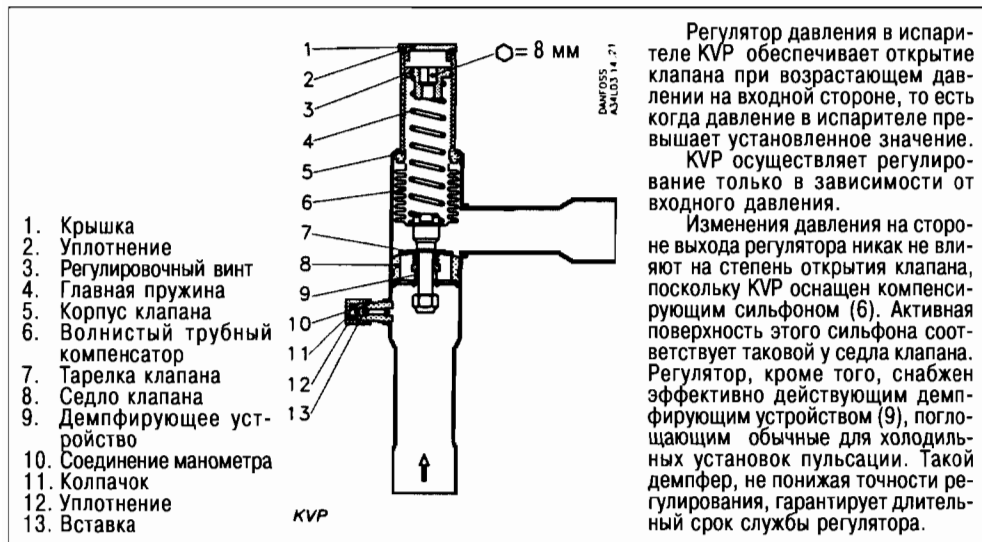


Рис. 4.74. Конструктивное исполнение и принцип действия регулятора давления в испарителе

#### 4.4.9. Планирование и выбор элементов электронного регулирования установок в технологии 19" фирмы Wurm

##### 4.4.9.1. Установка для охлаждения

Комбинированная холодильная установка типа VPP 300-4701 фирмы Celsius, оснащенная тремя полугерметичными компрессорами серии Octagon типа 4CC-6.2Y фирмы Bitzer, содержит регулятор давления всасывания типа DCC 940, с микропроцессорным управлением, для оптимальной подгонки текущей производительности компрессора к требуемой холодопроизводительности. Дополнительная экономия энергии достигается за счет того, что повышение давления всасывания осуществляется с учетом показаний датчика температуры камеры типа TRK 277 и датчика энтальпии типа RHS 950, установленных в торговом зале в подходящем месте под потолком.

Изменение базовой нагрузки производится в зависимости от продолжительности работы компрессоров и частоты их включений.

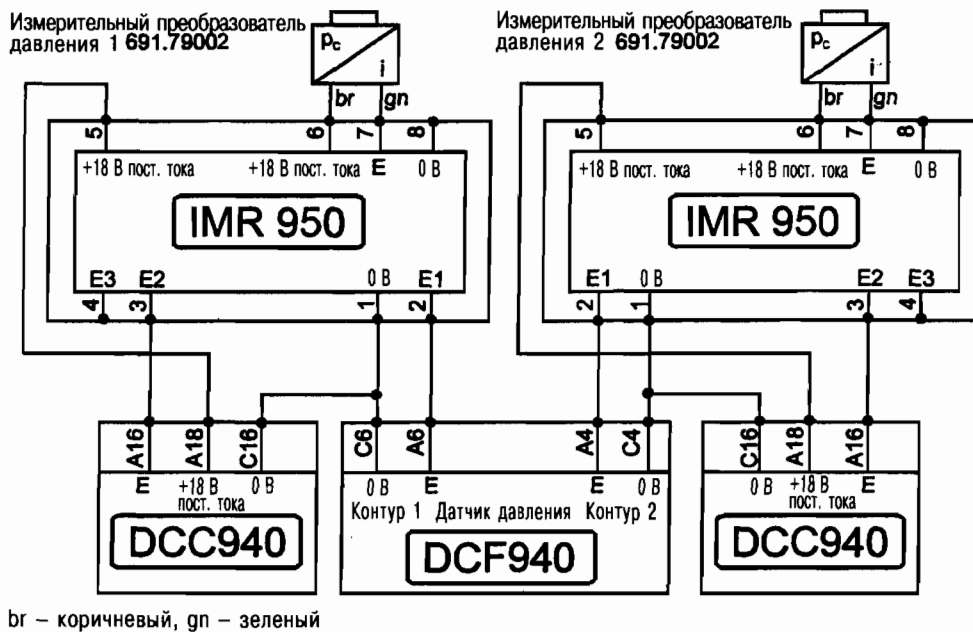
В нагнетательном коллекторном трубопроводе комбинированной установки монтируется измерительный преобразователь высокого давления (от 0 до 25 бар), а во всасывающем коллекторном трубопроводе — измерительный преобразователь низкого давления (от -0,5 до 7 бар).

В монтажной 19"-стойке размещается — для каждого из трех компрессоров — свой контрольно-регулирующий модуль с микропроцессорным управлением типа СМС 880Т, с выключателем-переключателем с ручного режима на автоматический и встроенным счетчиком рабочих часов.

Для конденсатора с воздушным охлаждением типа S-GVV 082C/2-E фирмы Güntner, а также конденсатора низкотемпературной установки типа GVV 052C/2-L предусмотрен смонтированный в 19"-каркасе для печатных плат (в дверце распределительного шкафа) общий регулятор давления конденсации типа DCF 940.

Это устройство служит для регулирования давления конденсации путем подгонки производительности вентиляторов к требуемой производительности конденсации. Регулятору через позицию 15 задается рабочий режим «2», что подразумевает наличие двух функционирующих независимо друг от друга конденсаторов. Оба они и регулируются затем абсолютно автономно. Чувствительные элементы датчиков давления в высоконапорных коллекторных трубах комбинированной установки нормального и глубокого охлаждения преобразуют измеряемую величину высокого давления 0–25 бар в электрический сигнал 4–20 мА.

Для упрощения сигнала используется два зеркальных модуля типа IMR 950. Соответствующая схема приведена на рис. 4.75.



**Рис. 4.75.** Контроль давления конденсации в сочетании с DCF 940 и DCC 940. Два объединенных цикла с общим регулятором давления конденсации DCF 940 и двумя (отдельно для каждого контура) регуляторами давления всасывания DCC 940

Включение и отключение двигателей вентиляторов конденсаторов может осуществляться, например, с помощью контроллера. Кроме прочего, повышение температуры конденсации  $t_c$  происходит также в зависимости от внешней температуры. При этом рост начинается с температур выше  $+14^\circ\text{C}$  и при  $t_{\text{amb}} = +30^\circ\text{C}$  достигает своего максимального уровня. Максимальное значение требуемого повышения температуры при  $t_{\text{amb}} = +30^\circ\text{C}$  может устанавливаться регулятором DCF 940 в позиции 10 «макс. сдвиг  $\Delta T_c$ » в диапазоне от 0 до 7,5.

Внешняя температура  $t_{\text{amb}}$  измеряется чувствительным элементом датчика типа TRK 277 и индицируется регулятором в позиции 5 «температура наружного воздуха».

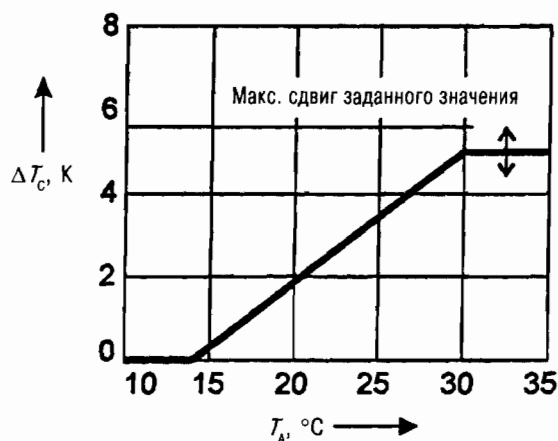


Рис. 4.76. Сдвиг заданного значения температуры конденсации  $T_C$  в зависимости от температуры наружного воздуха  $T_A$

#### 4.9.1.1. Разделение объектов охлаждения на контуры регулирования

Поз. 1. Комбинированный охлаждаемый прилавок: 1-й контур регулирования «мясо», состоящий из сборных модулей длиной 2,50 м + 1,875 м + внутреннего угла 45°; 2-й контур регулирования «колбаса», модуль длиной 3,75 м.

Поз. 2. Охлаждаемый прилавок для сыров: один контур регулирования, состоящий из модулей длиной 2,50 и 1,875 м.

Поз. 3. Охлаждаемая витрина для молочных продуктов 1: один контур регулирования; два модуля длиной по 3,75 м.

Поз. 4. Охлаждаемая витрина для молочных продуктов 11: один контур регулирования; два модуля длиной по 2,50 м.

Поз. 5. Охлаждаемая витрина для колбас: один контур регулирования; два модуля длиной по 2,50 м.

Поз. 6. Холодильная камера для молочных продуктов: испаритель с электрической системой оттаивания.

Поз. 7. Холодильная камера для мяса: испаритель с электрической системой оттаивания.

Поз. 8. Камера для охлаждения фруктов: испаритель с электрической системой оттаивания.

Поз. 9. Цех подготовки мяса: испаритель без электронагрева при оттаивании.

Для охлаждаемых объектов без нагревания при оттаивании используется трехпозиционный регулятор типа DTC 910, специально разработанный для охлаждаемого торгового оборудования и холодильных камер. Он выполняет функции контроля, регулирования и управления процессом оттаивания, причем регулированию и контролю подлежат три разных контура с тремя разными заданными температурами.

#### Распределение:

Поз. 1 и 2: один регулятор DTC 910, 3 датчика.

Поз. 3, 4 и 5: один регулятор DTC 910, 3 датчика.

Для охлаждаемых объектов с нагревом при оттаивании находит применение регулятор типа MDC 910 с микропроцессорным управлением. Он специально разработан для функций регулирования, управления процесса оттаивания и кон-

троля охлаждаемого торгового оборудования и холодильных камер с системой нагрева при оттаивании с использованием электричества или горячего газа. Прибор MDC 910 может содержать максимум 4 датчика, функции которых представлены ниже.

**Распределение:**

Поз. 6: 1 регулятор MDC 910, 2 датчика.

Поз. 7: 1 регулятор MDC 910, 2 датчика.

Поз. 8: 1 регулятор MDC 910, 2 датчика.

Поз. 9: 1 регулятор DTC 910, 1 датчик.

Для каждого контура регулирования предусмотрен индивидуальный датчик, выполняющий функцию регулирующего и сигнального термостатов



Рис. 4.77. Расположение чувствительных элементов датчиков относительно регулируемых контуров (охлаждаемых объектов) 1–3



Рис. 4.78. Компоновка датчиков у охлаждаемых объектов с одним испарителем, подлежащим оттаиванию путем нагревания электричеством/горячим газом

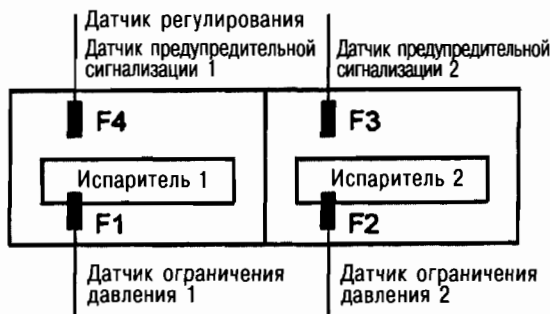


Рис. 4.79. Компоновка датчиков у охлаждаемых объектов с двумя испарителями, подлежащими оттаиванию путем нагревания электричеством/горячим газом

#### 4.4.9.2. Низкотемпературная установка

Низкотемпературная установка типа VPM 305-4681 фирмы Celsius, с тремя полугерметичными компрессорами серии Octagon типа 4DC-5.2Y фирмы Bitzer, также содержит комбинированный регулятор DCC 940. Оптимизация давления всасывания осуществляется и здесь на основе температуры камеры и относительной влажности воздуха.

Во всасывающем трубопроводе монтируется измерительный преобразователь низкого давления от  $-0,5$  до 7 бар, а в нагнетательном трубопроводе, соответственно, измерительный преобразователь высокого давления от 0 до 25 бар. Для каждого из трех холодильных компрессоров низкотемпературной установки предусматривается (тоже с монтажом в 19"-каркасе для печатных плат) по одному контрольно-регулирующему модулю типа СМС 880Т, с микропроцессорным управлением, с переключателем по принципу «ручной режим – выключено – автоматический режим» и встроенным счетчиком рабочих часов.

##### 4.4.9.2.1. Разделение низкотемпературных объектов на регулируемые контуры

Поз. 1. Низкотемпературная витрина островного типа в исполнении двойной ширины:

2 модуля длиной по 3,75 м (по 2 испарителя на каждый модуль).

Поз. 2. Низкотемпературная витрина островного типа для мороженого в исполнении двойной ширины: один модуль длиной 3,75 м (2 испарителя).

Поз. 3. Низкотемпературная витрина островного типа для мороженого в исполнении двойной ширины: один модуль длиной 3,75 м (2 испарителя).

Поз. 4. Низкотемпературная камера: испаритель с электронагревом при оттаивании.

##### Выбор и распределение регуляторов:

Поз. 1. 2 регулятора MDC 910, 2 × 2 датчика.

Поз. 2. 1 регулятор MDC 910, 2 датчика.

Поз. 3. 1 регулятор MDC 910, 2 датчика.

Поз. 4. 1 регулятор MDC 910, 2 датчика.

Согласно Постановлению о хранении быстрозамороженных продуктов и действующим регламентам НАССР, низкотемпературная камера должна быть оснащена еще одним измерительным устройством для регистрации температуры, например типа Frigodoc-Junior фирмы Wurm, с датчиком типа TRK J-7.

Подобный прибор монтируется слева от дверной коробки снаружи помещения.

##### 4.4.9.3. Регистрация рабочих режимов и сообщений о неисправностях

Для охлаждаемых объектов используется устройство переключения и индикации KSM 910, индицирующее рабочие состояния различных (до 3) объектов охлаждения, причем на каждый из них приходится по 2 светодиода для режимов «охлаждения» и «оттаивания». Контактная и индикаторная плата KSM 910 располагает тремя переключателями (включено/выключено). Всего планируется установить по принципу 19"-технологии 5 индикаторных плат

KSM 910. Сообщения о неисправностях регистрируются и передаются с помощью 8-канального индикаторного прибора SAM 900, обладающего индивидуальным вводом сигналов о неисправностях на уровне двух приоритетов, например:

приоритет 1 – серьезная авария, сигнал которой будет передан и в ночное время,

приоритет 2 – технический сбой с выводом сообщения только в рабочее время.

В случае любого сбоя, неисправности, аварии и проч. спустя 5 секунд проходит соответствующее сообщение по шине общей аварийной сигнализации, которая должна быть соединена с блоком аварийной сигнализации VSR900, находящимся в распределительном шкафу. Этот блок передает сигнал дальше – на так называемый щит дистанционного управления рынком, сигнальное табло WTB 940-Akku.

Такое табло WTB940 или WTB 940-Akku служит целям централизованного контроля за торговым оборудованием, принимая до трех разных сообщений о неисправностях, выдаваемых в виде звукового сигнала. Для передачи аварийных сигналов имеется 3 контакта без потенциала.

#### **4.4.10. Технологическая схема**

См. Приложение 4.

#### **4.4.11. Контрольные задания**

##### **4.4.11.1.**

Пользуясь номограммами для R 507, определить параметры трубопроводов хладагента для двух холодильных установок, прибавив к соответствующей геометрической длине труб (м) 30% из расчета на неизвестные фитинги.

Комплектная трубопроводная сеть монтируется на потолке подземного гаража или смежных складских помещений нижнего этажа.

От отдельных охлаждаемых объектов через выполненные колонковым бурением отверстия в полу трубопроводы хладагента прокладываются к потолку подземного гаража или складских помещений.

##### **4.4.11.2.**

Полученные результаты внесите в таблицу. Не забудьте об изоляции Armaflex для жидкостного трубопровода низкотемпературного агрегата.

##### **4.4.11.3.**

Разработать проекты терморегулирующих вентилей для испарителей во всех холодильных камерах.

**Примечание:**  $t_3$  охлаждения = +43°C ;  $t_3$  замораживания = 0°C.

##### **4.4.11.4.**

Определить параметры электромагнитных клапанов в жидкостных трубопроводах испарителей. Пластинчатый теплообменник для переохлаждения жидкости в серийном варианте оснащен соответствующими компонентами.

4.4.11.5.

Выполнить расчеты фильтров-осушителей и шаровых запорных клапанов для объектов охлаждения.

4.4.11.6.

Выбрать подходящий регулятор давления в испарителе для охлаждаемой витрины сыров.

## ГЛАВА 5

# НОРМАТИВЫ ДЛЯ КАЛЬКУЛЯЦИИ ПРОЕКТОВ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

### 5.1. Методика определения цен

При калькуляции проектов холодильной техники находит применение метод постатейной калькуляции (косвенного расчета).

#### 1-я операция:

Сумма установленных чистых затрат на материалы увеличивается за счет надбавки на накладные расходы, в процентах.

*Пример:*

Цена на материалы	€ 28 560
Ставка накладных расходов 50%	+ € 14 280
	<hr/>
	= € 42 840

#### 2-я операция:

Почасовая расчетная ставка определяется по внутризаводской нормализации на основе связанных с зарплатой накладных расходов и общепроизводственных затрат.

*Пример:*

41 €/час для специалистов, участвующих в создании холодильной установки;

38 €/час для помощников и рабочих.

#### 3-я операция:

Возмещение каждому работнику расходов, связанных с выполнением обязанностей за пределами постоянного места работы, рассчитывается в сумме 0,85 €/час.

#### 4-я операция:

Оплата проезда определяется по внутризаводской нормализации и составляет 0,56 €/км.

#### 5-я операция:

Наценка на покупную стоимость материалов за фрахт и техническое обслуживание в размере 5% из расчета на приведенный выше пример: 1 428 €.

#### 6-я операция:

Определение монтажного времени, в часах, для:

- конденсаторных групп;
- агрегатов и отдельных компрессоров;
- испарителей, конденсаторов, охладителей перегрева, отдельных элементов установки;
- прокладки медных труб;



- выполнения изоляции с использованием Armaflex;
- ввода в эксплуатацию согласно приведенным в приложении таблицам нормативных показателей для монтажных работ.

**7-я операция:**

Умножение вычисленного полного монтажного времени (часов) на почасовую расчетную ставку в €/час.

**8-я операция:**

Определение расстояния от предприятия-изготовителя до предприятия-заказчика и последующее умножение установленных километров на расчетную ставку в €/км и число рабочих дней. Расчет времени проезда в часах и умножение его на почасовую расчетную ставку в €/час.

**9-я операция:**

Определение цены Предложения, включая установленный налог на добавленную стоимость.

Скидки с заявленной цены и сконто могут быть предметом обсуждения в ходе последующих переговоров.

## 5.2. Определение торговой наценки

Если предполагается, что расчеты производились, например, с калькуляционной надбавкой 50% (расчетный коэффициент 1,5), то вытекающая отсюда торговая наценка позволяет лишь сделать заключение о гибкости формирования цены Предложения.

Между калькуляционной надбавкой, расчетным коэффициентом и торговой наценкой существует весьма тесная связь.

Если известен один показатель, из него можем легко вывести два других показателя.

$$\text{Торговая наценка} = \frac{\text{калькуляционная надбавка}}{\text{расчетный коэффициент}} \cdot 100 = 33,33\%.$$

В пересчете на приведенный выше пример получаем:

$$\text{Торговая наценка} = \frac{0,50}{1,50} \cdot 100 = 33,33\%.$$

Если в процессе переговоров стороны приходят к соглашению об уступке в цене на 10%, то торговая наценка принимается равной 23,33%. Нижний предел для обсуждаемой торговой наценки подлежит утверждению руководством фирмы-изготовителя.

## 5.3. Нормативные показатели для монтажных работ

### 5.3.1. Конденсаторные агрегаты

В расчет принимаются, в частности, следующие виды работ: распаковка, монтаж, наладка.

Монтажное время, необходимое для установки коммутационных аппаратов, смотровых стекол, осушителей, обратных клапанов, регуляторов обводных трубопроводов горячего газа, систем понижения нагрузки при пуске, электромагнитных клапанов и т.д., возрастает до 42-й трубы на 0,5 часа/элемент, а начиная с 54-й трубы – на 0,75 часа/элемент.

Таблица 5.1

Вес нетто (кг)	(часов)	Вес нетто (кг)	(часов)
<50	1,00	<150	<2,50
<75	1,25	<200	<3,50
<100	1,50	<250	<4,00
<125	2,00	<300	<5,00

Время, затраченное на установку монтажного оборудования, станин и консолей, подлежит отдельной калькуляции в зависимости от потребности и произведенных затрат.

### 5.3.2. Компрессоры с встроенным электродвигателем, агрегаты

В расчет принимаются операции по распаковке, монтажу и наладке, в том числе всех коммутационных аппаратов с соединительными проводами, а также осушителей и смотровых стекол.

Таблица 5.2

Вес нетто (кг)	(часов)	Вес нетто (кг)	(часов)
<50	3,0	<300	<10,0
<100	3,5	<350	<12,0
<150	5,0	<400	<12,0
<200	7,0	<500	<15,0
<250	8,0		

На каждые 100 кг монтажное время возрастает на 1,5 часа.

Электромагнитные клапаны, регуляторы давления, обратные клапаны, регуляторы горячего газа в байпасах, системы снижения нагрузки при запуске и т.д. калькулируются из расчета на каждый элемент: 0,5 часа до 42-й трубы и 0,75 часа начиная с 54-й трубы.

### 5.3.3. Приборы и аппараты

Испарители, конденсаторы, коллекторы, сплит-модули, теплообменники-нагреватели, прочие приборы и аппараты рассчитываются с принятием во внимание, в частности, следующих операций:

распаковка, фиксация креплений, установка и наладка устройств, монтаж регуляторов и всех коммутационных аппаратов.

Таблица 5.3

Вес (кг)	Кол-во часов/аппарат или элемент	Коэффициенты для высоты крепления
<20	4	высота <3 м × 1
<40	5	
<60	6	высота <4,5 м × 1,2
<80	7	
<100	8	высота <6 м × 1
<125	9	

Таблица 5.3 (окончание)

Вес (кг)	Кол-во часов / аппарат или элемент	Коэффициенты для высоты крепления
<150	10	высота <8 м × 1,2
<200	12	
<500	15	высота <10 м × 1,8
<1000	20	
<2000	28	

**5.3.4. Монтаж медных труб**

Указанное время дано с учетом монтажа всех фитингов, держателей и проч.

Таблица 5.4

Медная труба	Часов/метр	Коэффициенты на способ прокладки				
		Защитная труба	Кабельный канал	Стена	Потолок	Машинный зал, промежуточное перекрытие
6 × 1	0,25					
8 × 1	0,25					
10 × 1	0,25					
12 × 1	0,30					
15 × 1	0,30			соответственно		
18 × 1	0,40					
22 × 1	0,50					
28 × 1,5	0,50					
35 × 1,5	0,50					
42 × 1,5	0,75					
54 × 2	0,75	×0,25	×0,5	×1	×1,25	×1,6
64 × 2	1,00					
76 × 2	1,25					
89 × 2	1,50					
108 × 2,5	1,75					

Таблица 5.5

Коэффициент	Высота крепления
×1	<2,5 м
×1,2	<4 м
×1,5	<6 м
×1,8	<8 м
×2	<10 м

Таблица 5.6

Тип Armaflex				Монтаж	
F	H	M	T	Укладка, часов/метр	Приклеивание, часов/м
12				0,05	
15	12			0,05	
18	15	12		0,06	
22	18	15	12	0,08	
28	22	18	15	0,10	
35	28	22	18	0,10	
42	35	28	22	0,12	
54	42	35	28	0,12	×2,50
64	54	42	35	0,12	
76	64	54	42	0,15	
89	76	64	54	0,15	
108	89	76	64	0,20	
	108	89	76	0,20	
		108	89	0,25	
			108	0,25	

Изоляция Armaflex:

Указанное время дано в пересчете на диаметр труб с разной толщиной изоляции.

### 5.3.5. Ввод в эксплуатацию

В отношении установок с компрессорами со встроенным электродвигателем в расчет принимается время, необходимое для выполнения следующих операций:

испытание на герметичность, приемочные испытания согласно нормам TRB, откачка содержимого, заправка, настройка всех предохранительных, управляющих и регулирующих устройств (относящихся как к холодильной, так и к электротехнике), монтаж и ввод в эксплуатацию распределительных ящиков, а в случае щита централизованного управления – монтаж и ввод в эксплуатацию блоков управления

Для расчета времени на ввод в эксплуатацию отдельно устанавливаются и затем суммируются мощности, необходимые для привода вспомогательных агрегатов. Вентиляторы конденсаторов и испарителей при этом не учитываются. Номинальная производительность компрессорных агрегатов вычисляется путем сложения величин производительности отдельных компрессоров.

Таблица 5.7

Приводная мощность двигателя Номинальная производительность (кВт)	Без оттаивания, (часов)	С оттаиванием (часов)
<1	4,5	5
<3	5,5	6
<4	8,0	9

Таблица 5.7 (окончание)

Приводная мощность двигателя Номинальная производительность (кВт)	Без оттаивания, (часов)	С оттаиванием (часов)
<8	11	12
<10	12	13
<15	18	20
<20	22	25
<25	25	28
<30	28	30
<40	32	34
для каждых последующих 10 кВт – больше на:	2	2

В случае холодильных агрегатов с охлаждаемыми водой конденсаторами вычисленное время следует умножить на коэффициент 0,6.

## ГЛАВА 6

# НОРМЫ И СТАНДАРТЫ, ОТНОСЯЩИЕСЯ К ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКЕ

---

1. Нормы ДИН (DIN – Промышленный стандарт Германии)	
ДИН 2401.1	Конструкционные элементы, нагруженные внутренним или наружным давлением; показания давления и температуры; определение понятий, ступени номинального давления
ДИН 2403	Идентификация трубопроводов в зависимости от протекающего вещества
ДИН 2405	Трубопроводы в холодильных установках; идентификация
ДИН 3158	Арматура для холодильных агентов; правила техники безопасности; испытания, маркировка
ДИН 3159	Фланцевые соединения арматуры для хладагентов, до номинального давления 25
ДИН 3160	Проходные запорные вентили для циркуляции хладагента, номинальное давление 25
ДИН 3161	Угловые запорные вентили для циркуляции хладагента, номинальное давление 25
ДИН 3162	Защитные колпачки для клапанов в системах циркуляции хладагентов, номинальное давление 25
ДИН 3163	Проходные регулирующие вентили для систем циркуляции хладагентов, номинальное давление 25
ДИН 3164	Указатели положения для клапанов в системах циркуляции хладагентов
ДИН 3440	Устройства регулирования и ограничения температуры для теплогенераторов; требования техники безопасности и испытания
ДИН 4140	Изоляция производственного и бытового оборудования; выполнение изоляции для сохранения тепла или холода
ДИН 4361	Отвечающее требованиям охраны труда конструирование технических изделий; устройства защиты от прикосновения для компрессоров; нормы техники безопасности
ДИН 4753-1	Водонагреватели и водогрейные установки для питьевой и технической воды; требования, идентификация, оснащение и испытания
ДИН V 8418	Информация для пользователя; указания по составлению технической документации

ДИН 8900-2	Тепловые насосы; готовые к подключению тепловые насосы с компрессорами с встроенным электродвигателем; условия испытаний, объем испытаний, идентификация
ДИН 8901	Холодильные установки и тепловые насосы; защита грунта, грунтовых и поверхностных вод; охрана труда, экологическая безопасность; испытания
ДИН 8962	Условные обозначения холодильных агентов
ДИН 8971	Одноступенчатые конденсаторные группы для холодильных машин; стандартные условия для указания рабочих параметров; испытания; информация, приводимая в таблицах параметров и на фирменных табличках
ДИН 8972-1	Технологические схемы для холодильной техники; виды технологических схем, приводимая полезная информация
ДИН 8972-2	Технологические схемы для холодильной техники; исполнение чертежей; графические символы
ДИН 8973	Компрессоры с встроенным электродвигателем; стандартные условия для указания рабочих параметров; испытания; информация, приводимая в таблицах параметров и на фирменных табличках
ДИН 8975-1	Холодильные установки; требования техники безопасности при конструировании, оснащении и монтаже; производимые расчеты
ДИН 8975-2	Холодильные установки; требования техники безопасности при конструировании, оснащении, монтаже и эксплуатации; выбор материалов для холодильных установок
ДИН 8975-3	Холодильные установки; требования техники безопасности при конструировании, оснащении, монтаже и эксплуатации; руководства по эксплуатации
ДИН 8975-4	Холодильные установки; требования техники безопасности при конструировании, оснащении и монтаже; свидетельство о проведенных испытаниях; условные обозначения и маркировка
ДИН 8975-5	Холодильные установки; требования техники безопасности при конструировании, оснащении и монтаже; испытание перед вводом в эксплуатацию
ДИН 8972-6	Холодильные установки; требования техники безопасности при конструировании, оснащении и монтаже; трубопроводы хладагента
ДИН 8972-7	Холодильные установки; требования техники безопасности при конструировании, оснащении и монтаже; предохранительные устройства в холодильных установках; защита от недопустимых давлений
ДИН 8975-8	Холодильные установки; требования техники безопасности при конструировании, оснащении, монтаже и эксплуатации; индикаторы уровня в сосудах для хладагентов, индикаторы уровня жидкости
ДИН 8975-9	Холодильные установки; требования техники безопасности при конструировании, оснащении и монтаже; гибкие трубопроводы в системе циркуляции хладагентов
Е ДИН 8975-10	Холодильные установки; требования техники безопасности при конструировании, оснащении и монтаже; снижение выбросов хладагентов из холодильных установок

ДИН 16006	Манометры избыточного давления с трубчатой пружиной; нормы безопасности и испытания
ДИН 16007	Манометры избыточного давления с упругим измерительным элементом для воздушных компрессоров и воздушно-компрессорных установок; нормы безопасности и испытания
ДИН 18036	Установки создания искусственного льда; принципы планирования и строительства
ДИН 31000/ VDE 1000	Общие регламентации по созданию безопасных конструкций технических изделий
ДИН 31001-1	Безопасные конструктивные исполнения бытовой техники; защитные устройства; определение понятий; безопасные расстояния для взрослых и детей
ДИН 31051	Содержание оборудования в исправности; определение понятий и необходимые меры
ДИН 32733	Предохранительные выключатели для устройств ограничения давления в холодильных установках и тепловых насосах; технические требования и испытания
ДИН 33830-1	Тепловые насосы; готовые к эксплуатации абсорбционные тепловые насосы; определение понятий, требования, испытания, идентификация
ДИН 33830-3	Тепловые насосы; готовые к эксплуатации абсорбционные тепловые насосы; безопасная работа холодильного оборудования; испытания
ДИН 33831-1	Тепловые насосы; готовые к эксплуатации абсорбционные тепловые насосы с компрессорами, приводимыми в действие двигателями внутреннего сгорания; определение понятий, требования, испытания, идентификация
ДИН EN 294	Безопасность машин и оборудования; обязательные расстояния, исключаящие контакт верхних конечностей пользователя с местами повышенной опасности
ДИН EN 344	Требования и испытания специальной рабочей защитной обуви
ДИН EN 345	Спецификация защитной обуви для производственных условий
ДИН EN 378-1	Холодильные установки и тепловые насосы; нормы техники безопасности и защита окружающей среды: часть 1 — Основные требования
ДИН EN 60204-1	Безопасность машин и оборудования; электрооборудование машин: часть 1 — Общие требования
ДИН EN 60-335-1/ VDE 0700-1	Безопасность бытовых электроприборов и другого специального оборудования: часть 1 — Общие требования
ДИН EN 60335-2-24	Безопасность бытовых электроприборов и другого специального оборудования: часть 2 — Специальные требования в отношении холодильных и морозильных агрегатов, а также льдогенераторов и проч.
ДИН EN 60335-2-40	Безопасность бытовых электроприборов и другого специального оборудования: часть 2 — Специальные требования в отношении тепловых насосов с электроприводом, систем кондиционирования воздуха и осушителей воздуха в помещении



ДИН EN 255-1	Тепловые насосы; готовые к эксплуатации тепловые насосы с электроприводными компрессорами для обогрева или нагревания и охлаждения; наименования и обозначения
ДИН EN 292-1	Безопасность машин и оборудования; основные понятия, общие регламентации по конструированию; принятая терминология и рекомендуемая методика
ДИН EN 292-2	Безопасность машин и оборудования; основные понятия, общие регламентации по конструированию; технические руководства и спецификации
ДИН EN 28 187	Бытовые холодильники, охладители и морозильники; характеристики и способы испытаний (ИСО 8187; 1991)
DIN VDE 0100-100	Создание силовых установок с номинальными напряжениями до 1000 В; области применения; общие требования
DIN VDE 0106-100	Защита от электрического удара; компоновка органов управления вблизи опасных для прикосновения элементов
DIN VDE 0165	Монтаж электрических установок во взрывоопасных зонах
DIN VDE 0700-240	Безопасность бытовых электрических приборов и другого оборудования подобного рода; холодильники и морозильники специального назначения; льдогенераторы

EN – Европейские нормы

VDE – Союз германских электротехников

VDI – Союз германских инженеров

## 2. Технические требования в отношении сосудов, работающих под давлением (TRB)

TRB 001	Общие сведения – структура и применение TRB (TRB 001, ранее ZH 1/608.1)
TRB 002	Общие сведения – определение понятий для предписаний касательно сосудов, работающих под давлением (TRB 002, ранее ZH 1/621.22)
TRB 010	Общие сведения – перечень технических норм и стандартов применительно к TRB (TRB 010, ранее ZH 1/621.26)
TRB 100	Материалы (TRB 100, ранее ZH 1/612)
TRB 200	Изготовление (TRB 200, ранее ZH 1/613)
TRB 300	Расчеты (TRB 300, ранее ZH 1/614)
TRB 401	Оснащение сосудов под давлением – выполнение отверстий и соединений (TRB 401, ранее ZH 1/621.10)
TRB 402	Оснащение сосудов под давлением – выполнение отверстий и соединений (TRB 402, ранее ZH 1/621.11)
TRB 403	Оснащение сосудов под давлением – устройства индикации и ограничения давления и температуры (TRB 403, ранее ZH 1/621.16)
TRB 404	Оснащение сосудов под давлением – элементы оснащения (TRB 404, ранее ZH 1/621.17)
TRB 500	Регламентации по управлению процессом в сосудах под давлением и проведению испытаний (TRB 500, ранее ZH 1/621.24)

TRB 502	Квалификация специалистов согласно § 32 предписаний для сосудов, работающих под давлением (TRB 502, ранее ZH 1/621.1)
TRB 505	Методика испытаний образцов и регистрация результатов; испытания сосудов под давлением на предприятии-изготовителе (TRB 505, ранее ZH 1/621.5)
TRB 511	Испытания в присутствии экспертов — первое испытание — предварительное испытание (TRB 505, ранее ZH 1/621.5)
TRB 512	Испытания в присутствии экспертов — первое испытание — производственные испытания и испытания под давлением (TRB 512, ранее ZH 1/621.6)
TRB 513	Испытания в присутствии экспертов — приемочное испытание (TRB 513, ранее ZH 1/621.7)
TRB 514	Испытания в присутствии экспертов — повторные испытания (TRB 514, ранее ZH 1/621.8)
TRB 515	Испытания в присутствии экспертов — испытание в особых случаях (TRB 515, ранее ZH 1/621.9)
TRB 521	Сертификат качества изготовления (TRB 521, ранее ZH 1/621.2)
TRB 522	Испытания под давлением на предприятии-изготовителе (TRB 522, ранее ZH 1/621.3)
Приложение к: TRB 521 TRB 522	Образцы свидетельств и сертификатов изготовителя (ранее ZH 1/621.4)
TRB 531	Испытания в присутствии экспертов — приемочные испытания (TRB 531, ранее ZH 1/621.13)
TRB 532	Испытания в присутствии экспертов — повторные испытания (TRB 532, ранее ZH 1/621.14)
TRB 533	Испытания в присутствии экспертов — испытание в особых случаях (TRB 533, ранее ZH 1/621.19)
TRB 600	Монтаж сосудов, работающих под давлением (TRB 600, ранее ZH 1/621.18)
TRB 610	Сосуды, работающие под давлением — монтаж сосудов для хранения газов под давлением (TRB 610, ранее ZH 1/621.19)
TRB 700	Работа сосудов под давлением (TRB 700, ранее ZH 1/621.12)
TRB 801	Специальные сосуды под давлением согласно приложению 11 к § 12 Предписаний касательно сосудов под давлением (TRB 801, ранее ZH 1/621.23)
TRB 801	Специальные сосуды под давлением согласно приложению 11 к § 12 Предписаний касательно сосудов под давлением; корпуса элементов оснащения (TRB 801, ранее ZH 1/622.44)
TRB 851	Установки для подачи сжатого газа из газовых баллонов для заправки сосудов под давлением — наладка (TRB 851, ранее ZH 1/622.20)
TRB 852	Установки для подачи сжатого газа из газовых баллонов для заправки сосудов под давлением — работа (TRB 852, ранее ZH 1/622.21)

---

### 3. Рекомендации AD

---

- A 1 Устройства для защиты от превышения давления; разрушающиеся предохранители  
 A 2 Устройства для защиты от превышения давления; предохранительные вентили  
 W 10 Материалы для низких температур; феррометаллы
- 

### 4. Нормативы, разработанные Союзом промышленников и предпринимателей

---

- Правила пользования респираторами, противогазами и кислородными аппаратами (BGR 190, ранее ZH 1/701).
  - Памятка: Фтористые углеводороды – FKW – (BGI 648, ранее ZH 1/409)
  - Критерии выбора специальных предупредительных мер в сфере гигиены и физиологии труда на основе принципов, разработанных Союзом промышленников и предпринимателей для исследований эффективности мер такого рода (BGI 504, ранее ZH 1/600) – в частности, касательно:  
 G 21 «работа с холодом» (BGI 504-21, ранее ZH 1/600.21);  
 G 26 «приборы для защиты органов дыхания» (BGI 504-26, ранее ZH 1/600.26).
- 

### 5. Разработанные Союзом промышленников и предпринимателей предупредительные меры в сфере гигиены и физиологии труда

---

- G 21 «Работа с холодом»  
 G 26 «Приборы для защиты органов дыхания»
- 

### К § 4 абз. 2:

---

В случае холодильных установок с малым весом заправки опасность со стороны хладагента не столь значительна, что позволяет отказаться от некоторых требований в отношении оснащения и монтажа таких установок.

---

### Действующие стандарты и проекты стандартов (обзор и классификация со ссылкой на специальные области)

---

<b>Безопасность и защита окружающей среды</b>		
DIN V 1738	2000-07	Сварка – принцип разделения металлов на группы (ISO/TR 15608-2000); немецкая редакция CR ISO 15608: 2000
DIN 2405	1967-07	Трубопроводы в холодильных установках; маркировка
E DIN 3440	1996-05	Устройства регулирования и ограничения температуры для теплотехнических установок (систем отопления)
E DIN 7003	1995-12	Холодильные установки и тепловые насосы с горючими хладагентами группы L3 – требования безопасности
E DIN 8975-11	1999-12	Холодильные установки и тепловые насосы с аммиаком в качестве хладагента – (дополнительные) требования
DIN EN 294	1992-08	Безопасность машин и оборудования; обязательные расстояния, исключающие контакт верхних конечностей пользователя с местами повышенной опасности; немецкая редакция EN 294: 1992
DIN EN 378-1	2000-09	Холодильные установки и тепловые насосы; нормы техники безопасности и защита окружающей среды: часть 1 – Основные требования; определения, классификация и критерии выбора; немецкая редакция EN 378-1: 2000

DIN EN 378-2	2000-09	Холодильные установки и тепловые насосы; нормы техники безопасности и защита окружающей среды: часть 2 – конструктивные исполнения, изготовление, испытание, идентификация и документация; немецкая редакция EN 378-2: 2000
DIN EN 378-3	2000-09	Холодильные установки и тепловые насосы; нормы техники безопасности и защита окружающей среды: часть 3 – место монтажа и защита обслуживающего персонала; немецкая редакция EN 378-3 2000
DIN EN 378-4	2000-09	Холодильные установки и тепловые насосы; нормы техники безопасности и защита окружающей среды: часть 4 – работа, содержание в исправности, ремонт и регенерация; немецкая редакция EN 378-4 2000
DIN EN 764	1994-11	Оборудование на стороне нагнетания – терминология и условные обозначения – давление, температура, объемы; немецкая редакция EN 764: 1994
DIN EN 1861	1998-07	Холодильные установки и тепловые насосы – технологические схемы систем, трубопроводов и оборудования – формы и символы; немецкая редакция EN 1861: 1998
DIN EN 10204	1995-08	Изделия из металла – виды протоколов испытаний (включая изменение A1: 1995); немецкая редакция EN 10204: 1991 + A1: 1995
DIN EN 12263	1999-01	Холодильные установки и тепловые насосы – предохранительные переключатели для ограничения давления – требования и испытания; немецкая редакция EN 12263: 1998
<b>Терминология</b>		
DIN 8941	1082-01	Формульные знаки, единицы измерения и индексы в сфере холодильной техники
<b>Трубопроводы, арматура и принадлежности</b>		
DIN 2512	1999-08	Фланцы – шпунт и гребень, PN 160 (номинальное давление 160 кг/см <sup>2</sup> ) – конструктивные размеры; вкладные кольца PN 160
DIN 3158	1987-12	Арматура для хладагентов; нормы техники безопасности; испытания, идентификация
E DIN 3840	1989-08	Корпуса для арматуры; расчет прочности относительно внутреннего давления
DIN 3866	1990-06	Холодильная техника; цапфы с резьбой, развальцовка труб под углом 90° для резьбового соединения труб без лайки, PN 40
DIN 8964-1	1996-03	Компоненты цикла для холодильных установок – часть 1: испытания
E DIN 8964-2	1995-12	Компоненты цикла для холодильных установок – часть 2: постоянно замкнутые системы; требования
E DIN 8964-3	1997-06	Компоненты цикла для холодильных установок – часть 3: замкнутые системы; требования
DIN EN 1333	1996-10	Компоненты трубопроводной сети – наименования и выбор номинального давления; немецкая редакция EN 1333: 1996

DIN EN 1514-1	1997-08	Фланцы и их соединения — размеры уплотнений для фланцев с обозначением PN — часть 1: плоские уплотнения из неметаллических материалов с вкладными кольцами либо без таковых; немецкая редакция EN 1514-1: 1997
E DIN EN 12284	1996-05	Холодильные установки и тепловые насосы — клапаны и вентили — требования, испытания и маркировка; немецкая редакция prEN 12284: 1996
DIN EN 60534-2-1	2000-03	Регулирующие вентили для управления процессом — часть 2-1: объемный расход — уравнения для расчета жидкостей (МЭК 60534-2-1; 1998); немецкая редакция EN 60534-2-1: 1998
<b>Холодильные машины</b>		
E DIN 8977	1992-1	Контроль производительности компрессоров хладагентов; ИСО 917, издание 1989, измененное и дополненное
DIN 51503-1	1997-08	Смазочные материалы — масла для холодильных машин — часть 1: минимальные требования
DIN 51503-2	1998-11	Смазочные материалы — масла для холодильных машин — часть 2: отработанные масла холодильных машин
DIN 51514	1996-11	Контроль смазочных масел — определение области расслаивания смесей в хладагентах холодильных машин по методу нагнетательной трубы
DIN 51538	1998-09	Испытание смазочных материалов — контроль масел для холодильных машин на стойкость к действию аммиака
<b>Бытовые холодильники</b>		
DIN EN 153	1995-11	Способ измерения потребления электроэнергии и связанных с этим характеристик работающих от сети бытовых холодильников, морозильников и комбинаций того и другого; немецкая редакция EN 153: 1995
<b>Электроприводные тепловые насосы и системы кондиционирования воздуха</b>		
DIN 8901	1995-12	Холодильные установки и тепловые насосы — защита грунта, грунтовых и поверхностных вод — нормы экологической безопасности; контроль и испытания
DIN EN 255-1	1997-07	Системы кондиционирования воздуха, агрегаты охлаждения жидкости и тепловые насосы с электроприводными компрессорами — отопление — часть 1: наименования, определения и обозначения; немецкая редакция EN 255-1: 1997
DIN EN 255-2	1997-07	Системы кондиционирования воздуха, агрегаты охлаждения жидкости и тепловые насосы с электроприводными компрессорами — отопление — часть 2: испытания и требования касательно маркировки оборудования для отопления помещений; немецкая редакция EN 255-2: 1997
DIN EN 255-3	1997-07	Системы кондиционирования воздуха, агрегаты охлаждения жидкости и тепловые насосы с электроприводными компрессорами — отопление — часть 3: испытания и требования касательно маркировки оборудования для нагрева воды бытового назначения (с поправкой AC: 1997); немецкая редакция EN 255-3: 1997 + AC: 1997

DIN EN 255-4	1997-07	Системы кондиционирования воздуха, агрегаты охлаждения жидкости и тепловые насосы с электроприводными компрессорами — отопление — часть 4: требования к оборудованию для нагрева хозяйственной и технической воды; немецкая редакция EN 255-4: 1997
DIN EN 810	1997-06	Осушители с электроприводными компрессорами — эксплуатационные испытания, идентификация, технические паспорта; немецкая редакция EN 810: 1997
DIN EN 814-1	1997-06	Системы кондиционирования воздуха и тепловые насосы с электроприводными компрессорами — охлаждение — часть 1: наименования, определения и обозначения; немецкая редакция EN 814-1: 1997
DIN EN 814-2	1997-06	Системы кондиционирования воздуха и тепловые насосы с электроприводными компрессорами — охлаждение — часть 2: испытания и требования к маркировке оборудования; немецкая редакция EN 814-2: 1997
DIN EN 814-3	1997-06	Системы кондиционирования воздуха и тепловые насосы с электроприводными компрессорами — охлаждение — часть 3: технические требования; немецкая редакция EN 814-3: 1997
<b>Промышленное и торговое холодильное оборудование</b>		
DIN 8942	1995-01	Встроенный холодильный агрегат — определение понятий, испытания, маркировка
DIN 8956	1985-08	Промышленное оборудование для быстрого замораживания пищевых продуктов: понятия, требования, испытания
DIN 8966	1993-01	Определение температуры воздуха в торговом холодильном оборудовании и промышленных низкотемпературных складах
DIN EN 441-1	1996-03	Торговое холодильное оборудование — часть 1: понятия и определения (включая изменение A1: 1995); немецкая редакция EN 44-1: 1994 + A1: 1995
DIN EN 441-2	1995-01	Торговое холодильное оборудование — часть 2: общие механические и физические требования; немецкая редакция EN 441-2: 1994
DIN EN 441-4	1995-01	Торговое холодильное оборудование — часть 4: общие условия испытаний; немецкая редакция EN 441-4: 1994
DIN EN 441-5	1996-03	Торговое холодильное оборудование — часть 5: контроль температур; немецкая редакция EN 441-5: 1994
DIN EN 441-6	1995-01	Торговое холодильное оборудование — часть 6: классы температур; немецкая редакция EN 441-6: 1994
DIN EN 441-11	1995-01	Торговое холодильное оборудование — часть 11: монтаж, техническое обслуживание, инструкции для пользователя; немецкая редакция EN 44-11: 1994
<b>Холодильные агенты</b>		
DIN 8960	1998-11	Хладагенты — требования и условные обозначения

**Охлаждение транспортных установок**

- |                |         |  |
|----------------|---------|--|
| DIN EN 12830   | 1999-10 | Устройства регистрации температуры при транспортировке, хранении и распределении охлажденных, мороженных, быстрозамороженных продуктов и мороженого — испытания, мощность, пригодность для пищевой промышленности; немецкая редакция EN 12830: 1999                        |
| E DIN EN 13485 | 1999-06 | Термометры для измерения температуры воздуха и пищевых продуктов при транспортировке, хранении и распределении охлажденных, мороженных и быстрозамороженных продуктов и мороженого — испытания на пригодность для пищевой промышленности; немецкая редакция EN 12830: 1999 |
| E DIN EN 13486 | 1999-06 | Устройства регистрации температуры и термометры, используемые при транспортировке, хранении и распределении охлажденных, мороженных и быстрозамороженных пищевых продуктов и мороженого — регулярные испытания; немецкая редакция EN 13486: 1999                           |

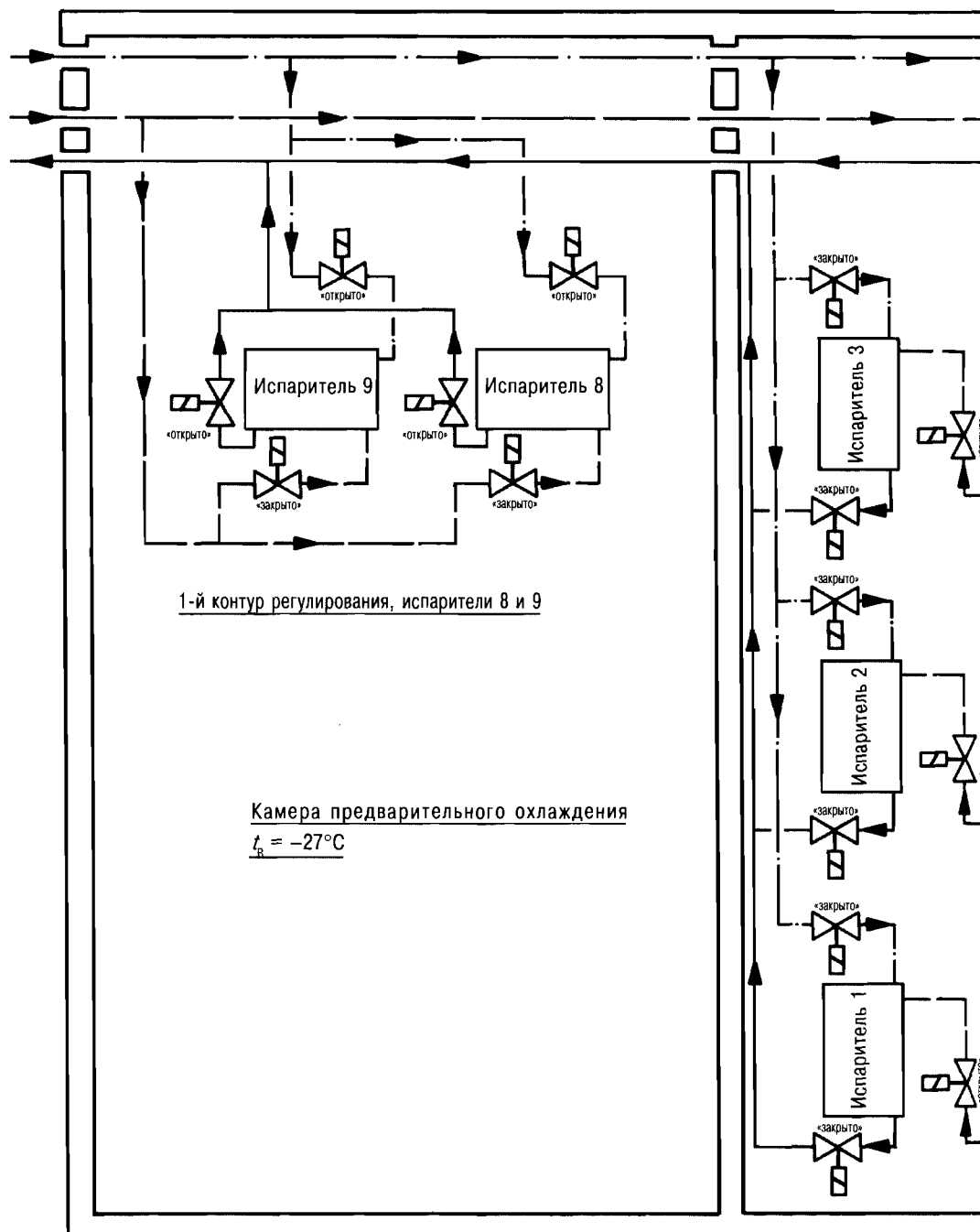
**Холодильные агрегаты**

- |            |         |   |
|------------|---------|---|
| DIN EN 327 | 2000-11 | Теплообменники — конденсаторы с охлаждающими вентиляторами — способы испытаний для определения производительности; немецкая редакция EN 327: 2000 |
| DIN EN 328 | 1999-06 | Теплообменники — испытания для определения критериев производительности вентиляторных воздухоохладителей; немецкая редакция EN 328: 1999          |

**Компрессоры хладагентов**

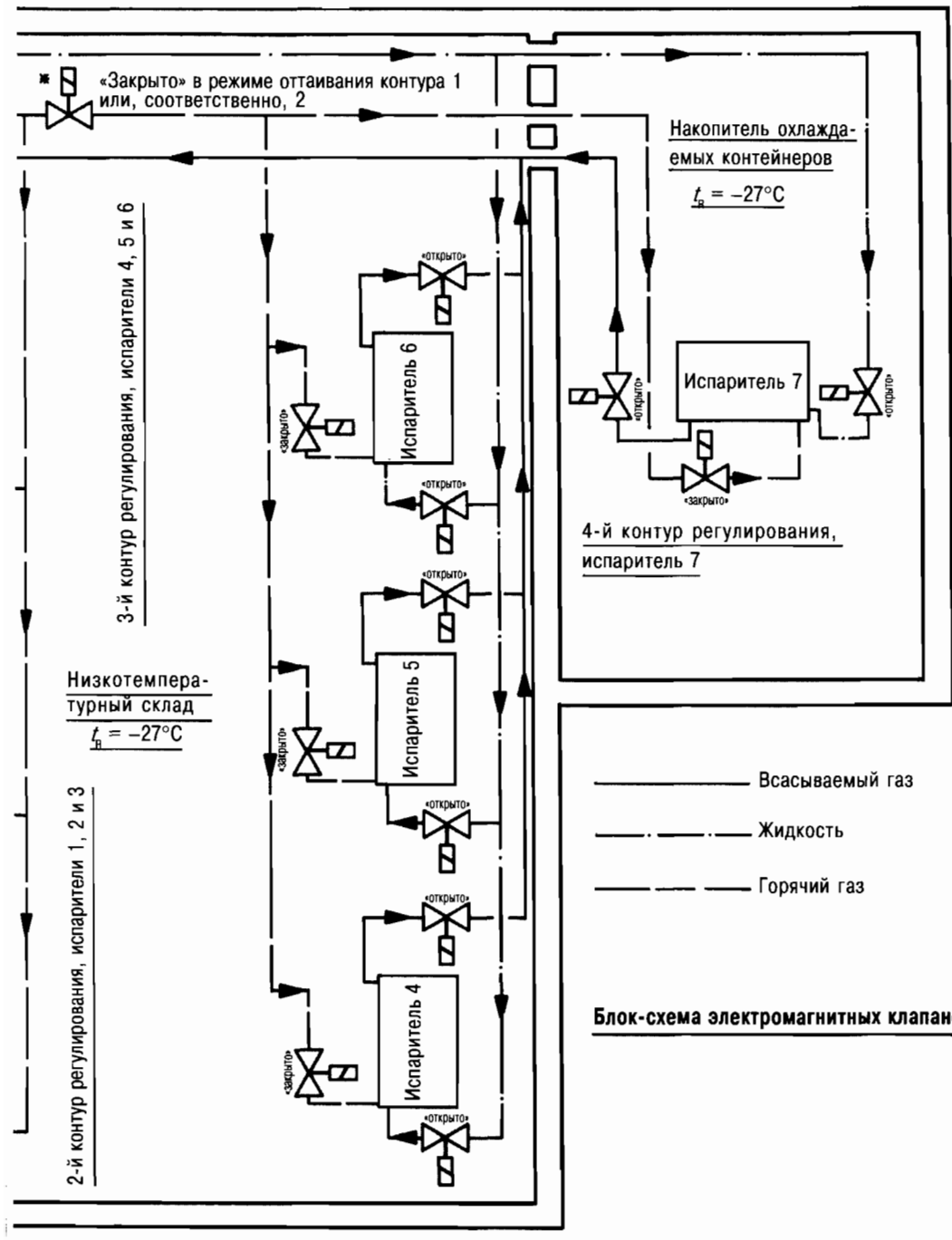
- |                |         |  |
|----------------|---------|--|
| E DIN EN 12693 | 1997-04 | Холодильные установки и тепловые насосы — нормы техники безопасности и экологической защиты — компрессоры хладагентов; немецкая редакция prEN 12693: 1996                          |
| DIN EN 12900   | 1999-07 | Компрессоры хладагентов — номинальные условия, допуски и представление технических параметров в документации изготовителя; немецкая редакция EN 12900: 1999                        |
| DIN EN 13215   | 2000-07 | Конденсаторные группы для использования холода — номинальные условия, допуски и представление технических параметров в документации изготовителя; немецкая редакция EN 13215: 2000 |

## Приложение 1

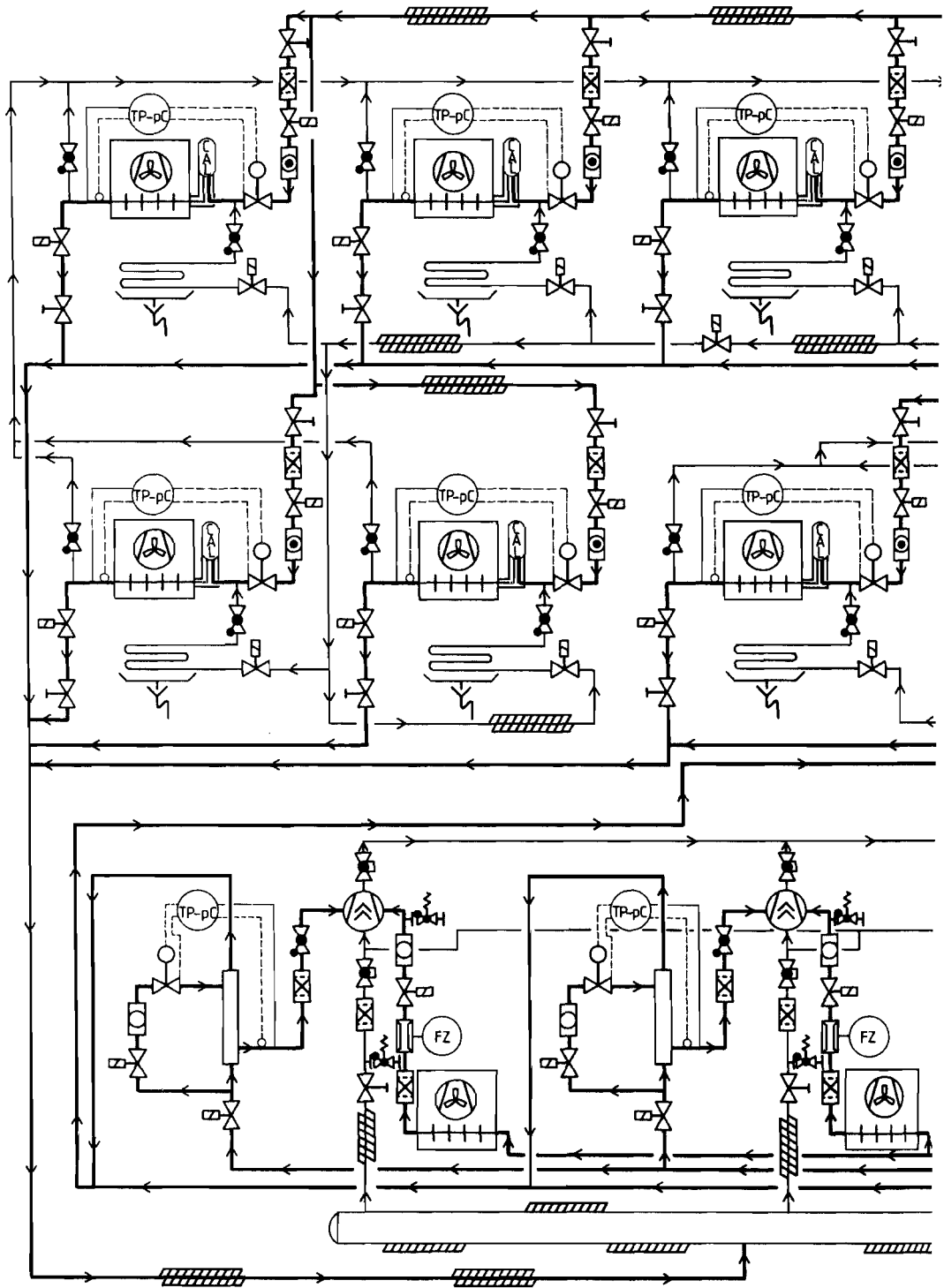


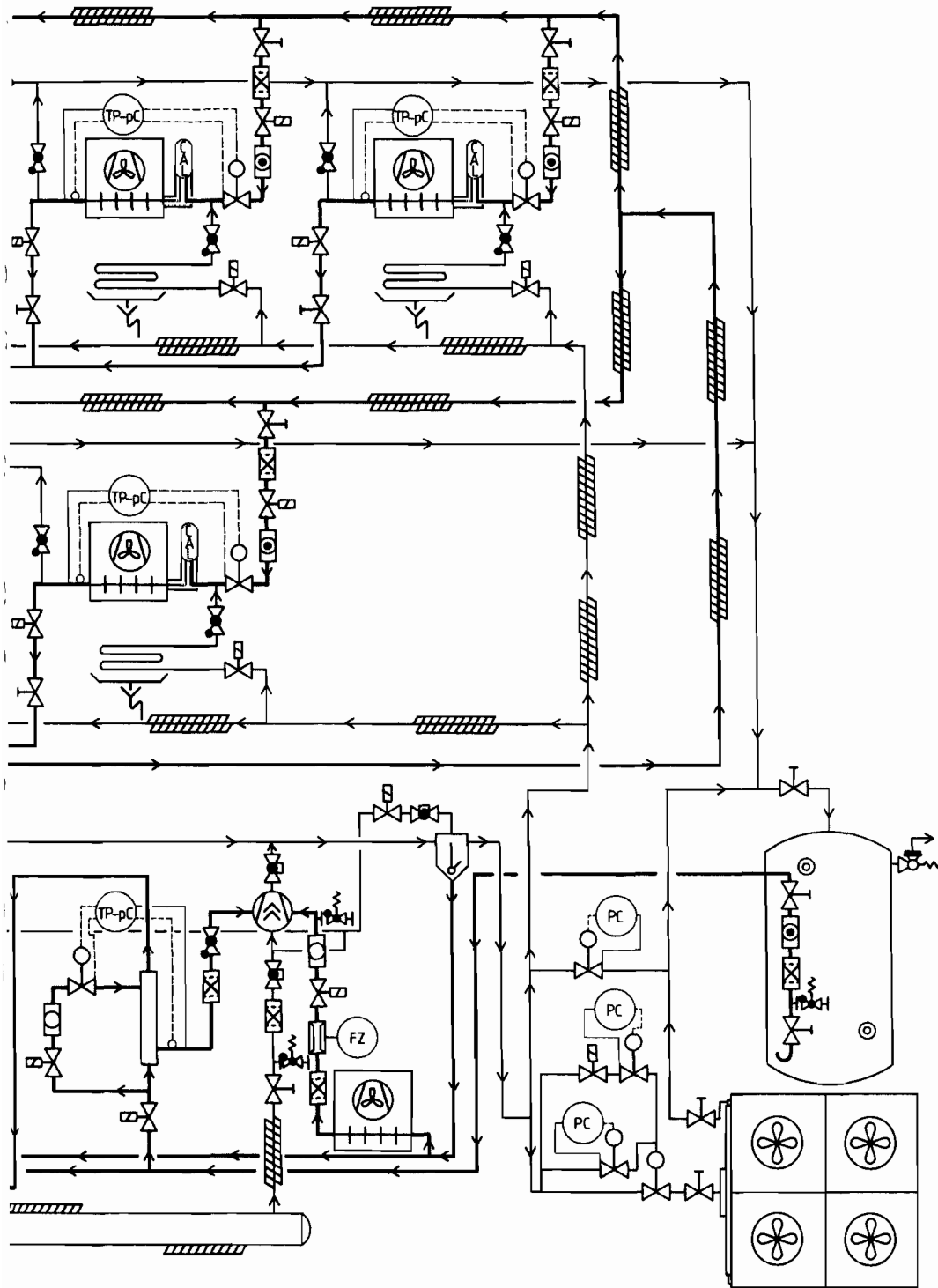
**Пример:** контур регулирования 2 в режиме оттаивания с применением горячего газа, контуры 1, 4 и 3 включены на режим охлаждения! (обозначения на соответствующих электромагнитных клапанах: «открыто»/«закрыто»)





Приложение 2

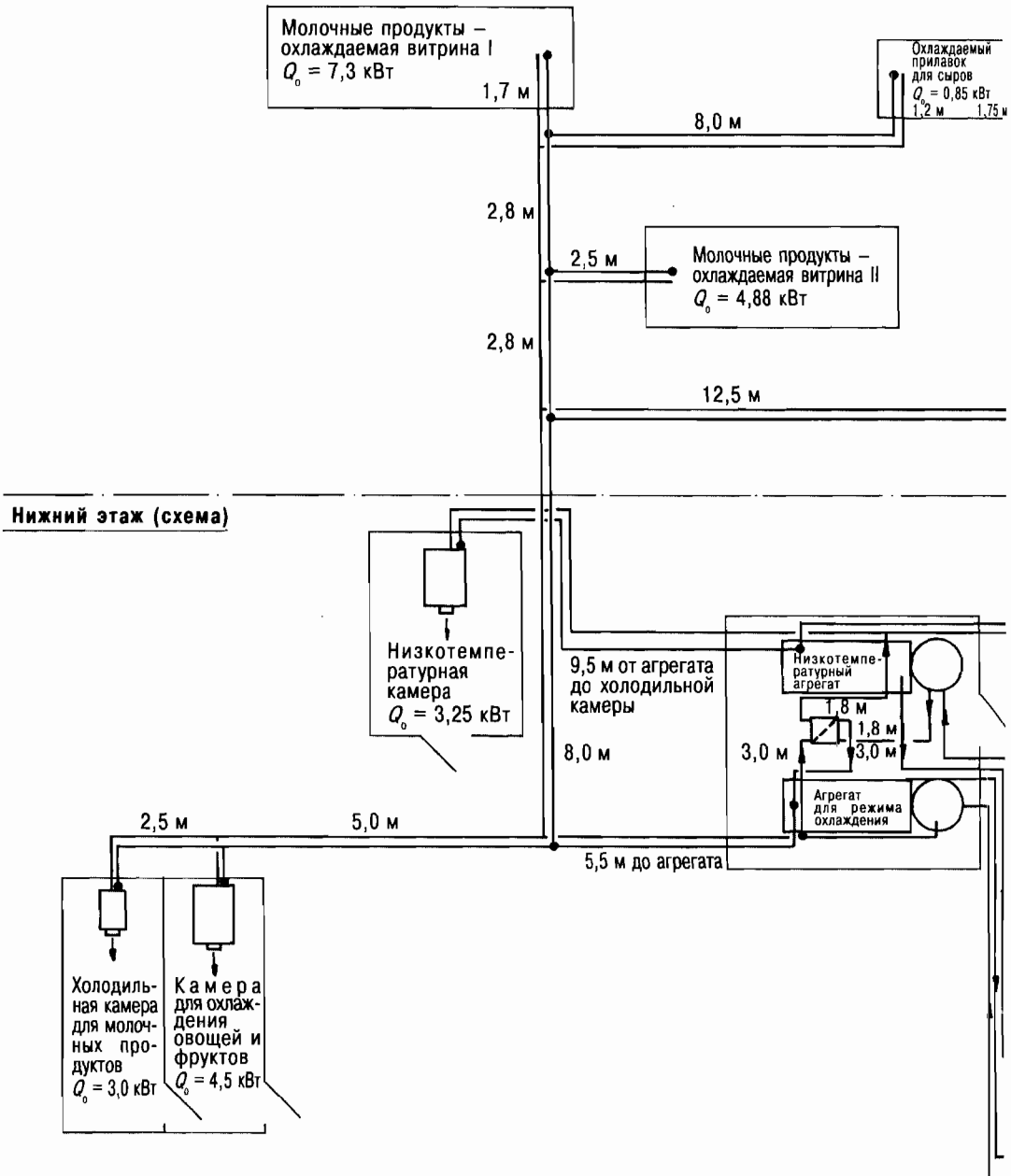


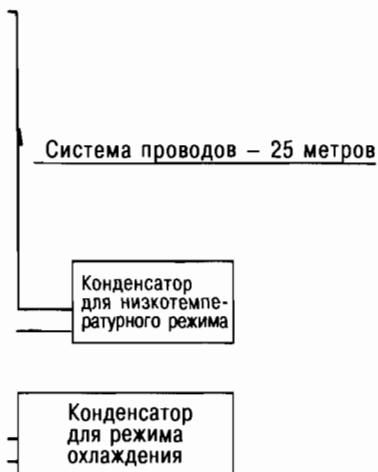
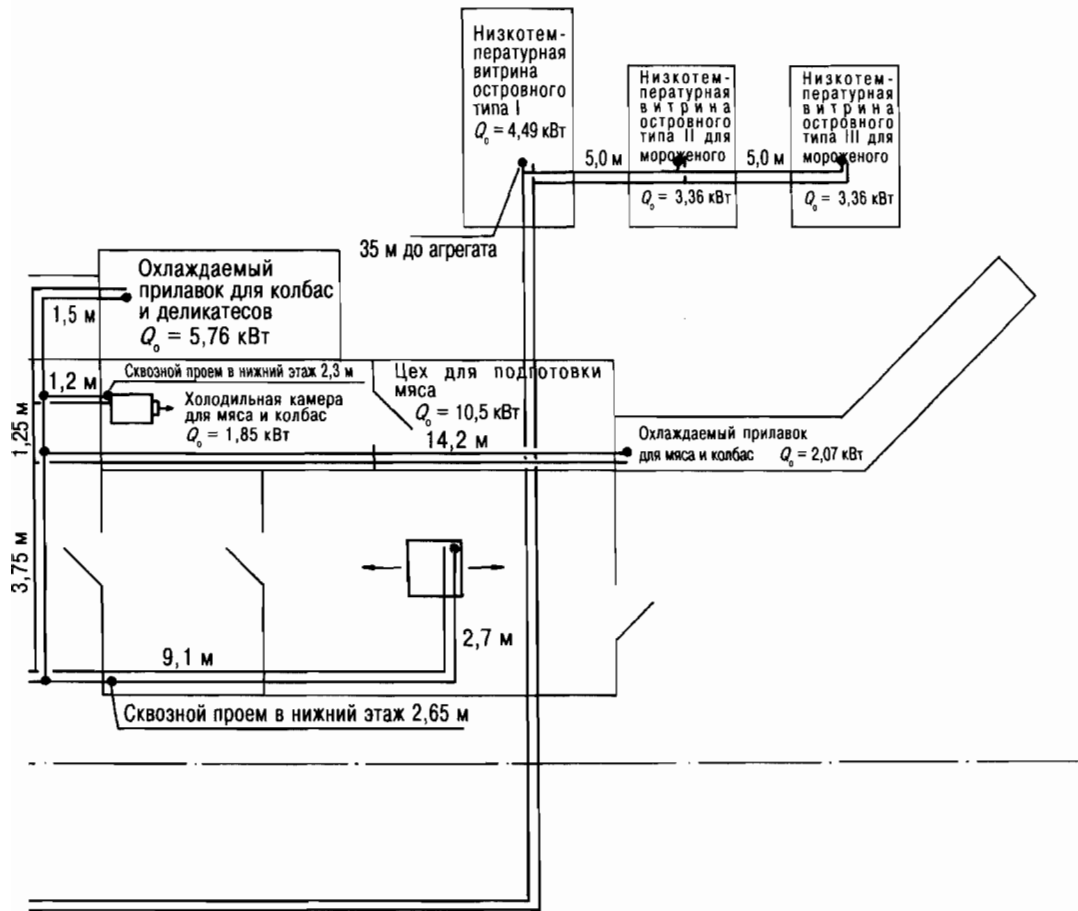


Приложение 3

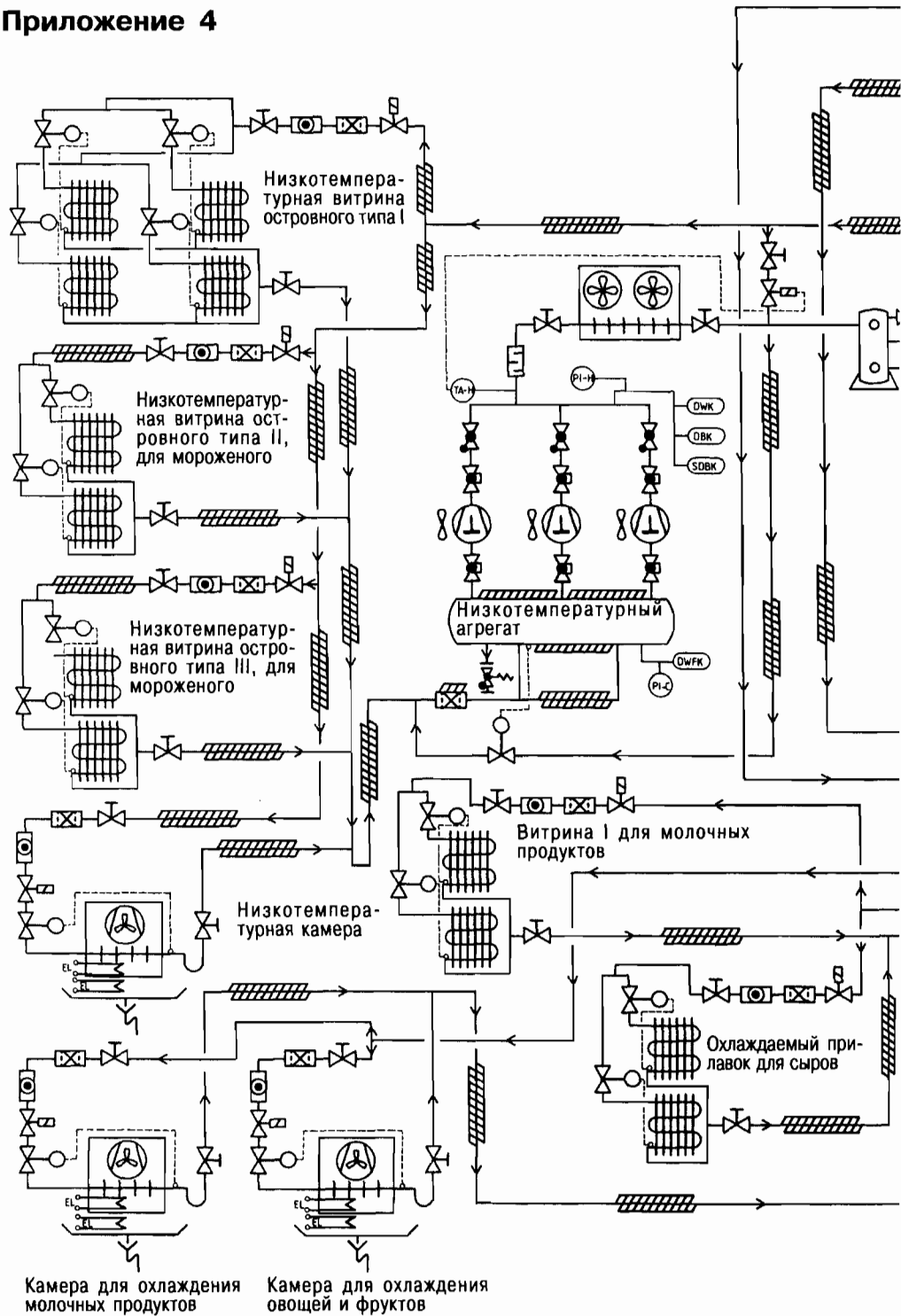
Первый этаж (схема)

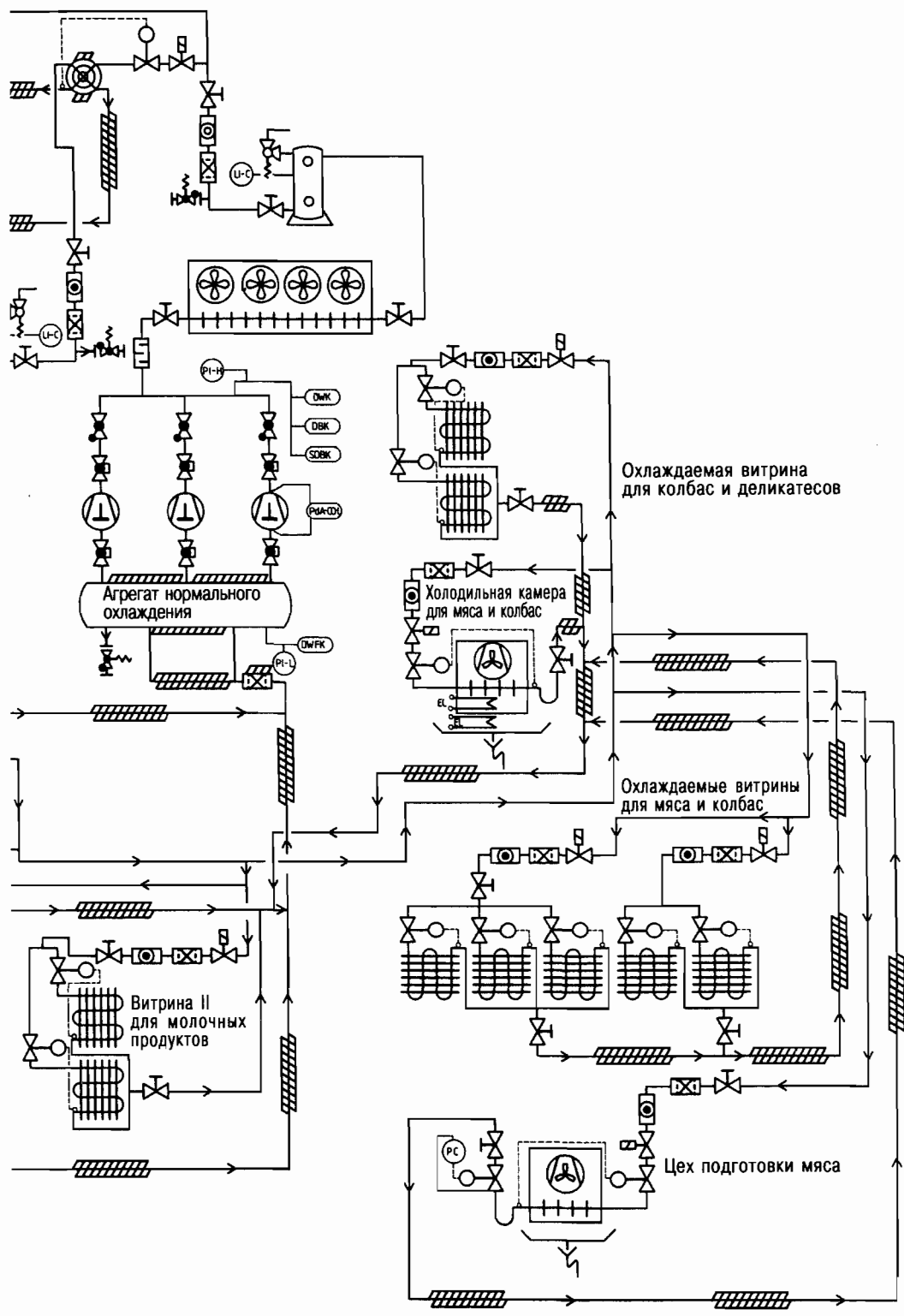
Потребительский рынок





Приложение 4





Заявки на книги присылайте по адресу:  
125319, Москва, а/я 594  
Издательство «Техносфера»  
факс: (495) 956 33 46  
**e-mail: [knigi@technosfera.ru](mailto:knigi@technosfera.ru)**  
**[sales@technosfera.ru](mailto:sales@technosfera.ru)**

В заявке обязательно указывайте  
свой почтовый адрес!

**Брайдерт Ганс-Йоахим**  
**Проектирование холодильных установок**  
Расчеты, параметры, примеры

Научный редактор – К.П. Венгер  
Компьютерная верстка – В.В. Павлова  
Корректор – О.Ч. Кохановская  
Дизайн – А.В. Бурага  
Ответственный за выпуск – С.В. Зинюк

---

Формат 70x100/16. Печать офсетная.  
Гарнитура Ньютон.  
Печ. л. 21. Тираж 5000 экз. Зак. № 1128.  
Бумага офсет. №1, плотность 65 г/м<sup>2</sup>.

---

Издательство «Техносфера»  
Москва, Лубянский проезд, дом 27/1

---

Диaposитивы изготовлены ООО «Европолиграфик»  
Отпечатано в ООО «Чебоксарская типография № 1»  
428019, г. Чебоксары, пр. И. Яковлева, 15